

Gear component for drive units for power transfer and braking

Patent number: DE19650339
Publication date: 1998-06-10
Inventor: NITSCHKE MARTIN (DE); ENGLISCH ANDREAS (DE)
Applicant: VOITH TURBO KG (DE)
Classification:
- **international:** F16H47/06; F16H47/08; B60K17/06
- **european:** F16D33/06, F16H61/04, F16H61/64
Application number: DE19961050339 19961204
Priority number(s): DE19961050339 19961204

Abstract of DE19650339

The gear component comprises an input and output shaft, with first hydraulic, and second mechanical, gear part connected in series. The hydraulic gear part comprises at least two blade wheels - a primary and secondary blade wheel forming a toroid operating compartment. The two blade wheels are connected to the gear input shaft and the mechanical gear part at least by part of the first, power transfer phase by which power is transferred from the primary blade wheel via the secondary blade wheel to the mechanical gear part. One of the two blade wheels is held fast and supported in relation to the fixed gear parts. The other, second, blade wheel is joined to the second mechanical gear part.

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



⑮ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENTAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 196 50 339 A 1**

⑤ Int. Cl.⁶:
F 16 H 47/06
F 16 H 47/08
B 60 K 17/06

⑳ Aktenzeichen: 196 50 339.6
㉔ Anmeldetag: 4. 12. 96
㉓ Offenlegungstag: 10. 6. 98

DE 196 50 339 A 1

㉑ **Anmelder:**
Voith Turbo GmbH & Co. KG, 89522 Heidenheim,
DE

㉒ **Vertreter:**
Weitzel, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing., Pat.-Anw., 89522
Heidenheim

㉑ **Erfinder:**
Nitsche, Martin, 89547 Gerstetten, DE; Englisch,
Andreas, 89522 Heidenheim, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ **Getriebebaueinheit, Verfahren zum Betreiben einer in einen Antriebsstrang integrierten Getriebebaueinheit und hydrodynamische Baueinheit**

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine Getriebebaueinheit mit einer Getriebeeingangswelle und einer Getriebeausgangswelle, einem ersten hydraulischen Getriebeteil und einem zweiten mechanischen Getriebeteil. Beide Getriebeteile sind in Reihe angeordnet. Der hydraulische Getriebeteil umfaßt wenigstens zwei Schaufelräder - ein Primärschaufelrad und ein Sekundärschaufelrad, die miteinander wenigstens einen torusförmigen, mit Betriebsmittel befüllbaren Arbeitsraum bilden, wobei die Ankoppelung der beiden Schaufelräder an die Getriebeeingangswelle und den mechanischen Getriebeteil wenigstens über einen Teil des ersten Betriebszustandes (Leistungsübertragung) derart erfolgt, daß Leistung vom Primärschaufelrad über das Sekundärschaufelrad auf den mechanischen Getriebeteil übertragen wird. Erfindungsgemäß sind Mittel vorgesehen, welche in einem zweiten Betriebszustand (Bremsen) ein erstes der beiden Schaufelräder gegenüber den feststehenden Getriebeteilen festhalten und abstützen und das andere, zweite Schaufelrad mit dem zweiten mechanischen Getriebeteil verbinden.

DE 196 50 339 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Getriebebaueinheit, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruchs 1; ein Verfahren zum Betreiben einer in einen Antriebsstrang integrierten Getriebebaueinheit, im einzelnen mit den Merkmalen aus Anspruch 33; ferner eine hydrodynamische Baueinheit.

Getriebebaueinheiten, die neben einem mechanischen Getriebeteil einen hydraulischen, vorzugsweise einen hydrodynamischen Getriebeteil umfassen, sind in einer Vielzahl von Ausführungen bekannt. Der hydrodynamische Getriebeteil kann dabei als hydrodynamische Kupplung oder als hydrodynamischer Wandler ausgeführt sein. Diese, auch als Strömungsgetriebe bezeichneten Baueinheiten, umfassen wenigstens ein Pumpenrad und ein Turbinenrad, welche miteinander wenigstens einen torusförmigen Arbeitsraum bilden. Dieser ist mit Betriebsflüssigkeit befüllbar. Die Flüssigkeit wird über das Pumpenrad beschleunigt und in der Turbine wieder verzögert. Das erzeugte Drehmoment wird demnach im wesentlichen durch Massenkkräfte verursacht, die sich aus der Geschwindigkeitsänderung des Flüssigkeitsstromes ergeben. Die übertragene Leistung ist dann das Produkt aus der Dralländerung des Massestromes und der Winkelgeschwindigkeit. Ein hydrodynamischer Wandler besteht des weiteren neben Pumpen- und Turbinenrad noch aus einem Reaktionsglied, welches als Leitradd bezeichnet wird. Dieses Leitradd ist dabei in der Lage ein Moment aufzunehmen. Da die Summe der Momente im Kreislauf gleich null sein muß, kann das Turbinenmoment je nach Größe und Drehsinn des Leitraddmomentes größer, gleich oder kleiner dem Pumpmoment sein. Dadurch läßt sich zusätzlich zu einer Anordnung mit lediglich Pumpen- und Turbinenrad, welche auch als hydrodynamische Kupplung bezeichnet wird, der Drehzahlbereich und das Drehmoment des Turbinenrades gegenüber dem Pumpenrad stark variieren.

Die Möglichkeit, hydrodynamische Leistung zu übertragen, bietet den Vorteil, mit einem relativ hohen Wirkungsgrad, geringem Verschleiß und mit klein bauenden Baueinheiten große Leistungen zu übertragen. Desweiteren werden diese Baueinheiten hauptsächlich während eines Anlauf- beziehungsweise bei Fahrzeugen eines Anfahrvorganges eines von einer Antriebsmaschine anzutreibenden Verbrauchers genutzt. Bei Ausführungen von Getriebebaueinheiten mit einem hydrodynamischen Getriebeteil in Form einer hydrodynamischen Kupplung und mit nachgeschalteten Gangstufen übernimmt die hydrodynamische Kupplung die Funktion der Anlaufkupplung. Die Drehmomenten- beziehungsweise die Leistungsübertragung erfolgt somit nur während einer ersten Gangstufe, in der Regel dem Anfahrvorgang, über die hydrodynamische Baueinheit. In den anderen Gangstufen wird das hydrodynamische Bauelement von der Leistungsübertragung ausgeschlossen. Zusätzlich kann der Getriebebaueinheit ein weiteres hydrodynamisches Bauelement in Form eines hydrodynamischen Retarders zur Realisierung von Bremsstufen zugeordnet und entweder im Getriebe integriert oder diesem nachgeschaltet werden. Die gleiche Aufgabe kann auch von hydrodynamischen Wandlern übernommen werden, wobei diese in den unteren Gangstufen mit Leistungsverzweigung mit den mechanischen Getriebestufen arbeiten können. Dabei wird der hydrodynamische Wandler in der Regel während des Anfahrvorganges allein als Anfahrlelement genutzt. In den übrigen Gangstufen wird die Leistung entweder rein mechanisch unter Umgehung des hydrodynamischen Wandlers oder aber zumindest in den unteren Gangstufen über den hydrodynamischen Wandler und die mechanischen Getriebestufen übertragen.

Die gegenwärtige Entwicklung im Fahrzeugbau ist von zum Teil widersprüchlichen Tendenzen gekennzeichnet. Neben dem Trend nach größerem Raumangebot, mehr Komfort und einem besseren Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten aus Gründen der Sicherheit bei allen Fahrzeugzuständen, gewinnt der Aspekt des Umweltschutzes immer mehr an Bedeutung. Eine Möglichkeit zur Verringerung der durch Fahrzeuge verursachten CO₂-Emission kann durch eine Verbesserung der Energieumwandlung zwischen Motor und Verbraucher im Antriebsstrang erzielt werden. Außerdem geht der Trend zu Motoren mit kleinerem Hubraum, d. h. die Momente werden kleiner und die Nenndrehzahlen größer. Daran sind auch die Anforderungen an Fahrzeuggetriebe zu messen. Als wesentliche Beurteilungskriterien für die Güte eines Getriebes werden dabei

- die Fahrleistung, welche durch den Wandlungsbereich bestimmt ist,
- die Gangzahl und Getriebestufung sowie
- der Kraftstoffverbrauch, beeinflusst durch die Auslegung der Antriebsübersetzung im obersten Gang und der Wirkungsgrad des Getriebes, angesehen.

Für Getriebe sind daher ein optimaler Wirkungsgrad und ein Wandlungsbereich bei einer Gangstufung, die weitestgehend die Benutzung des Motorbestbereiches beziehungsweise der Minimalverbrauchslinie im Motorkennfeld ermöglicht, anzustreben. Insbesondere läßt sich durch eine Erhöhung der Getriebespreizung in angepaßter Stufung eine Senkung des Kraftstoffverbrauches, insbesondere der Schadstoffemission und der Aggregatgeräusche herbeiführen.

Die heute auf dem Markt befindlichen Automatgetriebe erfüllen diese genannten Aufgaben zum Teil schon recht gut. Jedoch erfordert der Betrieb der Verbrennungskraftmaschine im Bereich des geringsten Kraftstoffverbrauches und der geringsten Schadstoffemission eine ausreichende Stufung, so daß heute im Fahrzeugbereich 5- und 6-Gang-Getriebe keine Seltenheit mehr sind. Damit erhöht sich oft auch die Anzahl der Getriebeelemente. Zusätzlich sind entsprechend des Aufbaus des Getriebes weitere Bauelemente zur Realisierung einzelner weiterer Funktionen, beispielsweise der Erzeugung eines Bremsmomentes, erforderlich. In der Regel wird bei Getriebekonfigurationen mit hydrodynamischer Kupplung oder hydrodynamischen Wandler und einem mechanischen Getriebeteil dazu häufig ein hydrodynamische Retarder verwandt, wobei jedoch Mittel vorzusehen sind, welche im Leerlauf des Rotorschaukelrades die Ventilationsverluste verringern, da bei völlig geleertem Retarder immer ein Restmoment vorhanden ist, das durch Lagerreibung und durch die Dralländerung der Luftfüllung bedingt ist. Das durch das Restmoment bedingte Bremsmoment ist zwar sehr gering, kann sich jedoch bei hohen Drehzahlen sehr störend auswirken und zu einer unzulässig hohen Erwärmung des Retarders führen. Zur Verringerung der Ventilationsverluste sind bereits eine Reihe von Lösungen bekannt. Dazu gehören u. a. die Verwendung von Statorbolzen sowie die Möglichkeit einer Kreislaufevakuierung. Diese Lösungen sind jedoch sehr aufwendig in ihrer Umsetzung und bedingen einen erhöhten Platzbedarf und damit größere Retarderabmessungen. Es sind jedoch auch Getriebekonfigurationen mit hydrodynamischen Wandler bekannt, die die Erzeugung des Bremsmomentes mit diesen realisieren.

Aufgrund des Trends zu Motoren mit kleinerem Hubraum, welche einen immer kleiner werdenden Anschlußdurchmesser als bisher verlangen, wird es zunehmend schwieriger, hydrodynamische Wandler zu verwenden, die bei kleinerem Profildurchmesser das vorhandene Motormo-

ment bei geringen Drehzahlen übertragen können. Nachteilig gestaltet sich dabei im einzelnen, daß der Zustand der Übertragungsfähigkeit erst bei hohen Drehzahlen auftritt. Nachdem jedoch zum Anfahren aber Moment und nicht Leistung benötigt wird, entsteht durch die überhöhten Drehzahlen ein Leistungsverlust, der sich in einem erhöhten Kraftstoffverbrauch niederschlägt. Die damit verbundenen lauten Motorgeräusche belasten die Umwelt.

Beim Bremsen bleibt bei den bekannten Konfigurationen die Verbrennungskraftmaschine an das Fahrzeug, d. h. den Abtrieb des Getriebes angekoppelt und verursacht durch unnötig hohe Drehzahlen ebenfalls Geräusche.

Die bekannten Getriebe weisen des weiteren entsprechend der zu erzielenden Gesamtspreizung und Anpassung an verschiedene Verbrennungskraftmaschinen und der damit verbundenen Gestaltung der Beschaukelungen der einzelnen Elemente eine große Variantenvielfalt auf.

Der Erfindung lag daher die Aufgabe zugrunde, die Komponente Getriebe zum Einsatz in einem Antriebsstrang dahingehend zu verbessern, daß die genannten Nachteile weitestgehend vermieden werden. Im einzelnen sind eine universelle Einsetzbarkeit, welche sich durch die Erzeugbarkeit ausreichender Fahr- und Bremsmomente, die Anpassung an eine Vielzahl von Motoren ohne Teilevielfalt sowie eine große mechanische Spreizung auszeichnet, und eine Erhöhung der Umweltverträglichkeit, insbesondere geringe Geräusche beim Anfahren, anzustreben. Die Baukomponentenanzahl ist möglichst gering zu halten.

Des weiteren soll mit einer Getriebekonfiguration mit geringer Variantenanzahl ein großer Bereich möglicher Einsatzfälle abgedeckt werden können.

Die Aufgabe wird durch die Merkmale der Ansprüche 1 und 33 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen wiedergegeben.

Eine Getriebebaueinheit für Antriebseinheiten zur Realisierung wenigstens zweier Betriebszustände – einen ersten Betriebszustand zur Leistungsübertragung mit wenigstens zwei Gangschaltstufen und einen zweiten Betriebszustand zur Abbremsung – umfaßt wenigstens einen ersten hydraulischen Getriebeteil und einen zweiten, in Reihe zum ersten hydraulischen Getriebeteil angeordneten mechanischen Getriebeteil. Der hydraulische Getriebeteil umfaßt wenigstens zwei Schaufelräder – ein Primärschaukelrad und ein Sekundärschaukelrad, die miteinander wenigstens einen torusförmigen, mit Betriebsmittel befüllbaren Arbeitsraum bilden, wobei die Ankoppelung der beiden Schaufelräder an die Getriebeeingangswelle und den mechanischen Getriebeteil wenigstens über einen Teilbereich des ersten Betriebszustandes derart erfolgt, daß Leistung vom Primärschaukelrad über das Sekundärschaukelrad auf den mechanischen Getriebeteil übertragen wird. Erfindungsgemäß sind Mittel vorgesehen, welche in einem zweiten Betriebszustand eines der beiden Schaufelräder gegenüber den feststehenden Getriebeteilen festhalten und abstützen und das andere Schaufelrad mit dem zweiten mechanischen Getriebeteil verbinden. D.h. es wird eine als Automatgetriebe einsetzbare Getriebebaueinheit dahingehend modifiziert, daß die Funktionen einer hydrodynamischen Kupplung und eines hydrodynamischen Retarders von einem einzigen Bauelement, dem hydrodynamischen Getriebeelement übernommen werden.

Zur Realisierung der Funktion eines hydrodynamischen Retarders sind folgende zwei Grundvarianten denkbar:

- 1) Zuordnung der Funktion des Statorschaukelrades durch Festsetzung gegenüber den ruhenden Getriebeteilen zum Primärschaukelrad und der Funktion des Rotorschaukelrades zum Sekundärschaukelrad;
- 2) Zuordnung der Funktion des Statorschaukelrades

durch Festsetzung gegenüber den ruhenden Getriebeteilen zum Sekundärschaukelrad und der Funktion des Rotorschaukelrades zum Primärschaukelrad.

- 5 Das die Funktion des Rotorschaukelrades übernehmende Schaufelrad ist in beiden Fällen mit der Getriebeausgangswelle über den mechanischen Getriebeteil gekoppelt. Dementsprechend sind auch die Kopplungsmöglichkeiten zwischen dem hydraulischen und mechanischen Getriebeteil bei der Gestaltung der Getriebebaueinheit vorzusehen.

Beim hydrodynamischen Getriebeelement handelt es sich somit im Grundaufbau um eine hydrodynamische Kupplung, welche wenigstens im Anfahrbereich die Getriebeeingangswelle wenigstens mittelbar mit der Getriebeausgangswelle verbindet und in allen anderen Gangstufen entsprechend der Feststellung eines der beiden Schaufelräder und der Anbindung des anderen zweiten Schaufelrades an den mechanischen Getriebeteil zur Erzeugung eines Bremsmomentes verwendet werden kann. Dies bietet vor allem den Vorteil, daß Bauraum eingespart und die Herstellungskosten gesenkt werden können.

Zur Realisierung des zweiten Betriebszustandes nach der ersten Grundvariante ist das Sekundärschaukelrad drehfest mit dem mechanischen Getriebeteil verbunden. Es sind erste Mittel vorgesehen, mittels deren das Primärschaukelrad in einem ersten Betriebszustand, welcher der Leistungsübertragung dient und beim Einsatz des Getriebes in Fahrzeugen als "Fahren" bezeichnet wird, an die Getriebeeingangswelle wenigstens mittelbar ankoppelbar ist. Des weiteren sind zweite Mittel zur wenigstens mittelbaren Koppelung des Sekundärschaukelrades mit der Getriebeeingangswelle während der übrigen Gangstufen des ersten Betriebszustandes vorgesehen. Der erste Betriebszustand umfaßt dabei die Vorwärts- und Rückwärtsgangstufen.

Die Anbindung des Primärschaukelrades an die Getriebeeingangswelle erfolgt beispielsweise mittels einer sogenannten Primärschaukelradkupplung. Die Feststellung des Primärschaukelrades gegenüber den ruhenden bzw. feststehenden Getriebeteilen, insbesondere dem Getriebegehäuse, erfolgt vorzugsweise mittels wenigstens einem Bremsselement. Desweiteren ist im Getriebe eine sogenannte Überbrückungskupplung vorgesehen, welche die Getriebeeingangswelle direkt mit dem Sekundärschaukelrad unter Umgehung des Primärschaukelrades verbindet. Dadurch wird erzielt, daß bei Befüllung des hydraulischen Getriebeiteiles im ersten Betriebszustand, vorzugsweise lediglich in einer ersten Gangstufe, welche auch als Anfahrstufe bezeichnet wird, das Primärschaukelrad die Funktion des Pumpenrades einer hydrodynamischen Kupplung übernimmt. Das Primärschaukelrad wird angetrieben und über die aufgrund der Primärschaukelradrotation erzeugten Strömungskräfte Drehmoment auf das, die Funktion des Turbinenrades übernehmende Sekundärschaukelrad übertragen. In den übrigen Gangstufen im ersten Betriebszustand (d. h. der Vorwärtsgänge und zum Teil auch der Rückwärtsgänge) bleibt das hydrodynamische Getriebeelement im wesentlichen unbeeinflusst. Das Sekundärschaukelrad wird dann direkt über die Überbrückungskupplung von der Getriebeeingangswelle angetrieben. Bei vollständiger Entkoppelung des Primärschaukelrades von der Getriebeeingangswelle würde dies jedoch dazu führen, daß während dieser Betriebszustände zwischen beiden Schaufelrädern im torusförmigen Arbeitsraum das Medium Luft wie ansonsten im befüllten Zustand das Betriebsmittel umgewälzt wird. Zu diesem Zweck ist vorzugsweise vorgesehen, daß das Primärschaukelrad während der weiteren Gangstufen im ersten Betriebszustand mit dem Sekundärschaukelrad mit gleicher Drehzahl beziehungsweise mit gleicher Geschwindigkeit umläuft. Der

durch den Antrieb des Primärschaukelrades dem Abtrieb entzogene Leistungsanteil ist relativ gering und lediglich abhängig vom Gewicht des mitzuschleppenden Primärschaukelrades. Die Leerlaufverluste werden somit erheblich reduziert.

Im zweiten Betriebszustand "Bremsen" wird der im ersten Betriebszustand als Kupplung arbeitende hydraulische Getriebeteil als hydrodynamischer Retarder betrieben. Dabei übernimmt das Primärschaukelrad die Funktion des Statorschaukelrades, in dem dieses gegenüber den ruhenden Getriebeteilen festgesetzt und abgestützt wird. Zur Realisierung der Funktionsänderung zwischen Leistungsübertragung und Bremsen entsprechend der ersten Grundvariante sind im wesentlichen die zwei nachfolgend genannten Möglichkeiten denkbar. Das Sekundärschaukelrad wird entweder

1.1) über den Abtrieb mit gleicher Drehrichtung bei möglicher Verbindung zwischen mechanischen Getriebeteil und Getriebeeingangswelle oder

1.2) von Seiten des Abtriebes bei gelöster Verbindung zwischen Sekundärschaukelrad und Getriebeeingangswelle oder der mit der Getriebeeingangswelle gekoppelten Antriebswelle mit umgekehrter Drehrichtung bezogen auf seine Drehrichtung während des Anfahrvorganges

angetrieben und übernimmt die Funktion des Rotorschaukelrades eines hydrodynamischen Retarders. In diesem Betriebszustand ist der hydraulische Getriebeteil, d. h. das hydrodynamische Getriebeelement wenigstens zum Teil mit Betriebsmittel gefüllt. Dieses wird aufgrund der Sekundärschaukelradrotation im zwischen Primär- und Sekundärschaukelrad gebildeten Arbeitsraum umgewälzt und an der feststehenden Beschaukelung des Primärschaukelrades abgebremsst. Zur Feststellung des Primärschaukelrades sind Mittel vorgesehen, die dieses in seiner Lage unveränderlich gegenüber den ruhenden bzw. feststehenden Getriebeteilen festhalten und abstützen.

Bei der erstgenannten Möglichkeit der Funktionsänderung ist das hydrodynamische Getriebeelement zur Erzeugung eines Bremsmomentes befüllt und das Sekundärschaukelrad bleibt über die eingelegte Gangstufe mit der Getriebeausgangswelle gekoppelt. Aufgrund des Schiebetriebes von Seiten des Abtriebes wird das Sekundärschaukelrad von diesem angetrieben und zwar ohne Änderung der Drehrichtung bezogen auf die Drehrichtung im Anfahrvorgang.

Die Beschaukelung der beiden Schaukelräder ist vorzugsweise schräg ausgeführt, d. h. die Schaukeln sind gegenüber der Trennebene zwischen dem Primär- und dem Sekundärschaukelrad geneigt angeordnet. Die Schaukelrichtung, d. h. die Neigung der einzelnen Schaukeln gegenüber dem jeweiligen Schaukelgrund ist derart gewählt, daß im ersten Betriebszustand, insbesondere während der Anfahrstufe, das Betriebsmittel vom Zwischenraum zweier benachbarter Schaukeln des von der Getriebeeingangswelle angetriebenen Primärschaukelrades aufgrund von dessen Rotation an den Schaukelrückseiten des Sekundärschaukelrades umgelenkt wird, d. h. ein geschlossener Betriebsmittelkreislauf zwischen Primär- und Sekundärschaukelrad ausgebildet und dadurch Drehmoment übertragen wird. Der Begriff Schaukelrückseite bezieht sich dabei auf die Beschaukelung in Drehrichtung. Diese Arbeitsweise des Primärschaukelrades gegenüber dem Sekundärschaukelrad wird als "spießend" bezeichnet. Auch im Betriebszustand "Bremsen" ist das hydrodynamische Getriebeelement mit Betriebsmittel befüllt. Die eingelegte Gangstufe wird bei der erstgenannten Möglichkeit im mechanischen Getriebeteil beibehalten. Das Primärschaukelrad wird festgesetzt und das Sekundärschaukel-

rad wird in gleichläufiger Richtung über das Fahrzeug, insbesondere die Getriebeausgangswelle angetrieben. Die beiden Schaukelräder tauschen ihre Funktionen. Angetrieben wird jetzt das Sekundärschaukelrad, und zwar in der gleichen Drehrichtung wie das Primärschaukelrad während der Anfahrstufe. Das Primärschaukelrad wird festgesetzt und übernimmt damit die Funktion eines Stators eines hydrodynamischen Retarders. Aufgrund der gegenüber der Trennebene zwischen Primär- und Sekundärschaukelrad schräg ausgerichteten Beschaukelung kann nur ein Teil der durch Rotation des Sekundärschaukelrades erzeugten Strömungsenergie des Betriebsmittels zur Erzeugung eines Bremsmomentes genutzt und damit in Wärme umgesetzt werden. Die Arbeitsweise des Sekundärschaukelrades in diesem Betriebszustand kann als "fliehend" gegenüber dem als Statorschaukelrad fungierenden Primärschaukelrad bezeichnet werden. Diese Art der Realisierung der Erzeugung eines Bremsmomentes durch Funktionsänderung der beiden Schaukelräder - Primär- und Sekundärschaukelrad - kann ohne zusätzlichen Aufwand aus der eingelegten Gangstufe heraus erfolgen. Im einzelnen sind lediglich Mittel vorzusehen, welche ein Festsetzen des Primärschaukelrades ermöglichen. Eine derartige Ausführung ist daher sehr kostengünstig.

Vorzugsweise wird zur Verringerung der Geräuschkentwicklung während des Betriebszustandes Bremsen die Antriebsmaschine vom Sekundärschaukelrad entkoppelt, d. h., beispielsweise wird die Verbindung zwischen Sekundärschaukelrad und Getriebeeingangswelle oder aber zwischen Getriebe und Antriebsmaschine gelöst.

Das bei schräg ausgeführter Beschaukelung am Primärschaukelrad erzeugte Reaktionsmoment, welches zur Abbremsung des mit dem Sekundärschaukelrad über den mechanischen Getriebeteil verbundenen Abtriebes führt, ist jedoch geringer, als bei einer "spießenden" Arbeitsweise des Sekundärschaukelrades gegenüber dem Primärschaukelrad. Daher wird vorzugsweise zur Erzeugung eines Bremsmomentes die Drehrichtung des Sekundärschaukelrades, welches im Betriebszustand "Bremsen" als Rotorschaukelrad fungiert, umgekehrt. Diese zweite Möglichkeit wird durch Aktivierung wenigstens einer, den einzelnen Gangstufen zurechenbaren Umkehrstufe oder aber der Aktivierung der Gangstufen zur Realisierung einer zum normalen Fahrbetrieb entgegengesetzten Drehrichtung des Sekundärschaukelrades, d. h. eines Rückwärtsganges, realisiert. Aufgrund der schrägen Beschaukelung bildet sich dann ein geschlossener Kreislauf von Betriebsmittel zwischen dem in diesem Betriebszustand als Rotorschaukelrad fungierenden Sekundärschaukelrad und dem als Statorschaukelrad fungierenden Primärschaukelrad aus. Das angetriebene Sekundärschaukelrad verwandelt die eingeleitete mechanische Energie bei gefülltem Kreislauf in Strömungsenergie, die am stehenden Primärschaukelrad in Wärmeenergie umgesetzt wird. Diese bevorzugte Möglichkeit der Funktionsänderung des hydrodynamischen Getriebeelementes bietet den Vorteil, daß durch eine Übersetzung des sekundärseitigen Schaukelrades ins Schnelle und in Verbindung mit der von den Anforderungen an das hydrodynamische Bauelement beim Anfahrvorgang herrührenden großen Übertragungsfähigkeit der Kreislaufteile ein großer Geschwindigkeitsbereich entsteht, welcher mit einem Bremszustand abgedeckt werden kann und zwar durch Änderung des Füllungsgrades. Die Steuerung des Bremsmomentes kann wie bei einem herkömmlichen Sekundärretarder, d. h. einem im Getriebe integrierten oder diesem nachgeschalteten hydrodynamischen Retarder, über eine Änderung des Füllungsgrades erfolgen. Bezüglich der Möglichkeiten der Füllungsgradänderung und deren Realisierung im einzelnen wird auf die Publikation "Hydrodyna-

mik in der Antriebstechnik", Krauskopf-Verlag 1987 verwiesen. Der Offenbarungsgehalt dieser Druckschrift zur Füllungsgradänderung von hydrodynamischen Bremsrichtungen wird in den Offenbarungsgehalt dieser Anmeldung mit einbezogen.

Wird das Sekundärschaufelrad, das heißt das Turbinenrad im Bremszustand in seiner Drehrichtung umgekehrt, damit ein spießender Betrieb der Kreislaufanteile entsteht, bleibt im Vergleich zu bekannten Getriebekonfigurationen der mechanische Getriebeteil davon unberührt. Es wird nur die Turbine beziehungsweise das Sekundärschaufelrad in seiner Drehzahl verändert. Die Übersetzung zum Abtrieb kann durch die entsprechende Wahl beispielsweise des Außenkranzes des Ausgangs-Planetenradsatzes unabhängig von den Übersetzungen in den einzelnen Gangstufen des ersten Betriebszustandes gewählt werden. Während des gesamten Bremsbereiches muß nicht geschaltet werden, das heißt von einer maximalen Geschwindigkeit bis zur minimalen Geschwindigkeit werden die Bremsmomente wie bei einem Sekundärretarder ausschließlich stufenlos über die Füllung verstellt, mit dem Vorteil, daß ohne einen zusätzlichen Hochtrieb mit der gewählten Anordnung weiter zu kleineren Geschwindigkeiten herab als sonst möglich gebremst werden kann. Damit wird ein größerer Bremsbereich mit der verschleißlosen hydrodynamischen Bremse überdeckt. Das Sekundärschaufelrad ist im Falle der Erzeugung eines Bremsmomentes durch Drehrichtungsumkehr des Sekundärschaufelrades von der Antriebsmaschine entkoppelt. Dazu ist bei der oben beschriebenen Getriebekonfiguration vorzugsweise die Überbrückungskupplung gelöst. Denkbar ist jedoch auch, die Durchkupplung zwischen Getriebeeingangswelle und mechanischem Getriebeteile betätigt zu lassen und lediglich die Getriebeeingangswelle von der Antriebsmaschine zu entkoppeln.

Die Anbindung des Primärschaufelrades an die Getriebeeingangswelle erfolgt beispielsweise mittels einer sogenannten Primärschaufelradkupplung. Die Feststellung des Primärschaufelrades gegenüber den ruhenden bzw. feststehenden Getriebeteilen, insbesondere dem Getriebegehäuse, erfolgt vorzugsweise mittels wenigstens einem Bremsselement. Desweiteren ist im Getriebe eine sogenannte Überbrückungskupplung vorgesehen, welche die Getriebeeingangswelle direkt mit dem Sekundärschaufelrad unter Umgehung des Primärschaufelrades verbindet. Dadurch wird erzielt, daß bei Befüllung des hydraulischen Getriebeteiles im ersten Betriebszustand, vorzugsweise lediglich in einer ersten Gangstufe, welche auch als Anfahrstufe bezeichnet wird, das Primärschaufelrad die Funktion des Pumpenrades einer hydrodynamischen Kupplung übernimmt. Das Primärschaufelrad wird angetrieben und über die aufgrund der Primärschaufelradrotation erzeugten Strömungskräfte Drehmoment auf das, die Funktion des Turbinenrades übernehmende Sekundärschaufelrad übertragen. In den übrigen Gangstufen im ersten Betriebszustand (d. h. der Vorwärtsgänge und zum Teil auch der Rückwärtsgänge) bleibt das hydrodynamische Getriebeelement im wesentlichen unbeeinflusst. Das Sekundärschaufelrad wird dann direkt über die Überbrückungskupplung von der Getriebeeingangswelle angetrieben. Bei vollständiger Entkopplung des Primärschaufelrades von der Getriebeeingangswelle würde dies jedoch dazu führen, daß während dieser Betriebszustände zwischen beiden Schaufelrädern im torusförmigen Arbeitsraum das Medium Luft wie ansonsten im befüllten Zustand das Betriebsmittel umgewälzt wird. Zu diesem Zweck ist vorzugsweise vorgesehen, daß das Primärschaufelrad während der weiteren Gangstufen im ersten Betriebszustand mit dem Sekundärschaufelrad mit gleicher Drehzahl beziehungsweise mit gleicher Geschwindigkeit umläuft. Der

durch den Antrieb des Primärschaufelrades dem Abtrieb entzogene Leistungsanteil ist relativ gering und lediglich abhängig vom Gewicht des mitzuschleppenden Primärschaufelrades. Die Leerlaufverluste werden somit erheblich reduziert.

Zur Realisierung des zweiten Betriebszustandes "Bremsen" nach der zweiten Grundvariante wird das Sekundärschaufelrad gegenüber den ruhenden Getriebeteilen festgesetzt und an diesen abgestützt. Das Sekundärschaufelrad übernimmt die Funktion des Statorschaufelrades. Das Primärschaufelrad, welches vorzugsweise drehfest mit der Getriebeeingangswelle gekoppelt ist, wird über den Abtrieb mit gleicher Drehrichtung, wie während des Anfahrvorganges angetrieben. Es übernimmt die Funktion des Rotorschaufelrades. Im einzelnen bedeutet dies, daß das Betriebsmittel im torusförmigen Arbeitsraum mit gleicher Strömungsrichtung, wie während des Anfahrvorganges umgewälzt wird, jedoch beim Bremsvorgang auf die feststehende Beschaukelung des Sekundärschaufelrades auftrifft und dadurch abgebremst wird.

Zur konstruktiven Ausgestaltung sind dazu erste Mittel, mittels welcher die Getriebeeingangswelle mit dem zweiten mechanischen Getriebeteil koppelbar ist und zweite Mittel, mittels welcher das Sekundärschaufelrad mit der Verbindung zwischen Getriebeeingangswelle und mechanischen Getriebeteil koppelbar ist, vorgesehen. Weitere dritte Mittel dienen der Festsetzung des Sekundärschaufelrades im zweiten Betriebszustand. Das Primärschaufelrad ist vorzugsweise drehfest mit der Getriebeeingangswelle verbunden. Die einzelnen Mittel sind auch hier vorzugsweise in Form von Schaltelementen, insbesondere von Lastschaltelementen ausgeführt. Die ersten und zweiten Mittel umfassen vorzugsweise Kupplungseinrichtungen, die dritten Mittel wenigstens eine Bremsrichtung.

In dieser bevorzugten Ausführung zur Realisierung des zweiten Betriebszustandes entsprechend der zweiten Grundvariante kann eine Einstellung des Bremsmomentes allein durch die Füllungsgradänderung im torusförmigen Arbeitsraum und Festsetzung des Sekundärschaufelrades erfolgen. Damit ist eine besonders schnelle Realisierung einer Abbremsung möglich.

Vorzugsweise sind die Beschaukelungen von Primär- und Sekundärschaufelrad derart geneigt ausgeführt, daß sich sowohl während des Anfahrvorganges als auch während des zweiten Betriebszustandes eine spießende Arbeitsweise der beiden Schaufelräder ergibt. Dies bedeutet die Erzeugung hoher Reaktionsmomente am Sekundärschaufelrad.

Eine andere theoretisch ebenfalls denkbare Möglichkeit zur Abbremsung entsprechend der zweiten Grundvariante besteht darin, die Drehrichtung des Primärschaufelrades ebenfalls umzukehren, beispielsweise durch Einlegung des Rückwärtsganges. In diesem Fall ist jedoch eine Unterbrechung des Kraftflusses von der Antriebsmaschine zum Primärschaufelrad erforderlich; beispielsweise durch eine Abkoppelung der Getriebeeingangswelle von der Antriebsmaschine.

Die einzelnen Möglichkeiten zur An- und Entkopplung des Primär- und Sekundärschaufelrades an die Getriebeeingangswelle sowie zur Feststellung der einzelnen Schaufelräder gegenüber den ruhenden Getriebeteilen können mittels Lastschaltelementen realisiert werden. Dies gilt analog für die Realisierung der Gangstufen im mechanischen Getriebe. Diese Lastschaltelemente sind vorzugsweise in Form von aneinander anpreßbaren Reibelementen, insbesondere in Lamellenbauart, ausgeführt. Andere Ausführungen sind denkbar. Die konkrete Auswahl der Art der Lastschaltelemente und deren Einsatz erfolgt jedoch in Abhängigkeit von den Erfordernissen des Einsatzfalles und liegt im Ermessen

des Fachmannes.

Für die Ausführung des mechanischen Getriebeteiles sind eine Vielzahl von Varianten denkbar. Es besteht die Möglichkeit der Realisierung der einzelnen Gangstufen mittels Stirnradsstufen und/oder Planetenradsätzen. Im einzelnen kommen beispielsweise sogenannte Ravigneaux-Planetenradsätze zum Einsatz. Vorzugsweise wird jedoch ein mechanischer Getriebeteil gewählt, welcher hinsichtlich seiner Baulänge relativ klein baut und trotzdem die Möglichkeit einer großen Drehzahl-Drehmomentenwandlung zuläßt. Eine bevorzugte Ausführung umfaßt wenigstens drei Planetenradsätze – einen ersten, einen zweiten und einen dritten Planetenradsatz. Die einzelnen Planetenradsätze umfassen jeweils wenigstens ein Sonnenrad, ein Hohlrad, Planetenräder und einen Steg. Die Planetenradsätze sind miteinander gekoppelt. Jedem Planetenradsatz ist wenigstens ein Kupplungs- und/oder ein Bremsselement zugeordnet. Die Betätigung der einzelnen Lastschaltelemente erfolgt in Abhängigkeit der aktuellen Fahrbedingungen und des Fahrerwunsches und wird vorzugsweise über eine Steuereinrichtung, beispielsweise die Fahrsteuerung gesteuert.

Der Betriebszustand "Bremsen" kann auch in wenigstens zwei Teilbetriebszustände unterteilt werden, insbesondere wenn entsprechend der geschalteten Gangstufen beim Umschaltvorgang eine Vielzahl von Lastschaltelementen in Eingriff oder außer Eingriff gebracht werden sollen. Dabei ist es vorzugsweise vorgesehen, einen Teil der Lastschaltelemente betätigt zu lassen.

Die erfindungsgemäße Lösung bietet den Vorteil, daß mehrere Betriebszustände mit einem Getriebekonzept realisiert werden können welches lediglich einen hydraulischen Getriebeteil zur Leistungsübertragung aufweist. Durch die Zuordnung der Funktionen "Kuppeln" und "Bremsen" zu einem hydrodynamischen Bauelement wird Bauraum gespart. Desweiteren reiht sich dieses Konzept in den vorherrschenden Entwicklungstrend, welcher einen immer kleineren hydrodynamischen Anteil während des Betriebszustandes Fahren anstrebt, ein und dient damit der Reduzierung von Kraftstoff. Ein wesentlicher Vorteil besteht des weiteren darin, daß mit einem Getriebe bzw. einer Getriebekonfiguration mit sehr geringer Variantenzahl eine optimale Anpassung an unterschiedliche Motoren und Fahrzeuge hauptsächlich über eine Füllungsregelung des hydrodynamischen Getriebeelementes realisiert werden kann, d. h. das Getriebe kann universell über einen großen Leistungsbereich eingesetzt werden. Auch ist es möglich die Dämpfung von Schwingungen zu vereinfachen. Beim ständigen Anfahren und Bremsen, d. h. im Stop- und Go-Verkehr sind deutliche Reduzierungen in der Geräuschemission der Antriebsmaschine vorhanden.

Durch Steuerung der Füllung kann das Drehzahlverhalten einer jeden Antriebsmaschine, insbesondere einer jeden Verbrennungskraftmaschine, beim Anfahren optimal hinsichtlich Geräusch und Abgas beeinflußt werden. Insbesondere im Betriebszustand Bremsen weist die Funktionszuordnung erhebliche Vorteile gegenüber den konventionellen Lösungen auf, welche im wesentlichen einen separaten Retarder hinter dem Getriebe vorsehen oder aber das Bremsmoment mit dem hydrodynamischen Wandler erzeugen. Mit der erfindungsgemäßen Lösung sind ausreichende konstante Bremsmomente bis zu kleinen Geschwindigkeiten hin möglich. Während des gesamten Betriebszustandes Bremsen sind keine Schaltungen erforderlich. Die Geräuschkentwicklung im Betriebszustand Bremsen ist dadurch sehr gering. Bei Anpassungs- und Stopbremsungen bleibt der Motor ständig abgekoppelt und läuft im Leerlauf, erst bei Erreichen einer kritischen Öltemperatur wird der Motor zwecks besserer Wasserversorgung etwas hochgezogen, jedoch wird

dies nur bei längeren Bergabfahrten erforderlich sein.

Schnelle Reaktionszeiten beim Funktionswechsel werden vorzugsweise durch eine Speicherfüllung realisiert. Das hydrodynamische Bauelement benötigt eine geringere Ölfüllung als ein hydrodynamischer Wandler.

Während des Betriebszustandes Fahren ergeben sich keine Retarderverluste im Fahrbetrieb, da beide Schaufelräder – Primärschaufelrad und Sekundärschaufelrad – vorzugsweise gemeinsam rotieren und der Retarder entleert ist.

Die erfindungsgemäß gestaltete Getriebebaueinheit zeichnet sich durch eine universelle Einsetzbarkeit, einen geringen Kraftstoffverbrauch, eine hohe Umweltverträglichkeit, geringe Herstellungskosten und eine hohe Lebensdauer aus. Die möglichen Fahr- und Bremsmomente sind entsprechend der Auslegung des hydrodynamischen Bauelementes festgelegt. Die Kopplung mit den nachfolgenden mechanischen Getriebestufen ermöglicht eine hohe Spreizung und erlaubt den Einsatz in Stadt- und Überlandfahrzeugen. Das Getriebe liegt des weiteren innerhalb der Getriebekontur konventioneller Getriebevarianten.

Der Anteil des hydraulischen Getriebeelementes an der zu übertragenden Leistung ist gegenüber konventionellen Lösungen verringert. Das hydrodynamische Getriebeelement mit den beiden Funktionen "Kuppeln" und "Bremsen" bietet die Möglichkeit, die Anfahrvorgang so zu gestalten, daß eine optimale Funktion des Motors beim Hochlauf und im hydrodynamischen Bereich stattfindet. Bei den heute üblichen Wandlergetrieben wird der Motorhochlauf durch die Wandlerwiderstände die von der Geometrie der Beschauflung und vom Profildurchmesser des Wandlers abhängig sind, bestimmt. In der Regel erfolgt der Gleichgewichtszustand erst bei unnötig hohen Drehzahlen, was mit erhöhtem Kraftstoffverbrauch, Emissionen und höheren Motorgeräuschen verbunden ist. Beide sind heute jedoch wichtige Argumente bei der Entscheidung für ein Getriebe. Das bedeutet im einzelnen, daß das Getriebe im unteren Drehzahlbereich einen geringen Widerstand bildet, damit der Motor möglichst rasch aus diesem ungünstigen Bereich, d. h. der Erzeugung kleiner Momente und Rußbildung herauskommt. Die Regelung der Motordrehzahl erfolgt auf einem gewünschten Drehzahlniveau während der folgenden Beschleunigung des Fahrzeuges durch Füllungssteuerung der Kupplung. Durch die Wahl der geeigneten Übertragungsfähigkeit der Kupplung wird die Antriebsmaschine nahezu schlupffrei an die mechanische Übersetzung angekoppelt. Bei der Fahrt in den mechanischen Gängen läuft das hydrodynamische Getriebeelement im entleerten Zustand vorzugsweise gekoppelt um, das heißt es sind keinerlei Ventilationsverluste vorhanden.

Durch die Verwendung lediglich eines einzigen hydrodynamischen Getriebeelementes im Gesamtgetriebe können die Anzahl der möglichen Getriebevarianten gesenkt werden, da eine Anpassung an die verschiedenen Betriebszustände bereits durch eine Füllungsgradänderung erfolgen kann.

Im einzelnen ist dieses Konzept vor allem für Mehrganggetriebe, insbesondere bei Fünf- als auch Sechsganggetrieben anwendbar.

Mit der Zuordnung der Funktionen "Kuppeln" und "Bremsen" zu einem hydrodynamischen Getriebeelement können nachfolgend genannte Eigenschaften erzielt werden. Die Anpassung der erforderlichen Momente beim Fahren und Bremsen kann durch Füllungsregelung erfolgen. Diese ermöglicht einen weiten Stellbereich der Momente von null bis zu einem Maximalmoment, ein gutes dynamisches Verhalten durch einen kleinvolumigen Strömungskreislauf und keine Einbuße bei Wiederholvorgängen durch vorrangiges Entleeren des hydrodynamischen Getriebeelementes in ei-

nen Speicher.

Die gute Umweltverträglichkeit wird durch geringere Geräusche beim Anfahren durch niedrige Motordrehzahl, geringere Geräusche durch Abkoppeln des Motors beim Bremsen, da der Motor mit Leerlauf bei allen Anpassungs- und Haltebremsungen umläuft, eine geringere Ölwechselmenge sowie längere Ölwechselintervalle durch kompletten Tausch der Ölmenge beim Ölwechsel und längere Ölwechselintervalle durch geringere Temperaturbelastung wegen großer umlaufender Ölmengen beim Bremsen und Anfahren realisiert. Desweiteren kann aufgrund der Auslegung des hydrodynamischen Getriebeelementes ein wesentlich größerer Bereich zur verschleißfreien Abbremsung realisiert werden.

Während des Anfahrens besteht die Aufgabe, den Motor nach Erreichen seines vollen Motormomentes an das Getriebe anzukoppeln. Auf dem Weg zum Kupplungspunkt sollen die Getriebemomente möglichst niedrig sein, damit dieser für den Motor ungünstige Bereich möglichst schnell durchfahren werden kann. Das Anfahren gliedert sich somit in die beiden Bereiche:

1. Hochlauf des Motors zum Kupplungspunkt.
2. Regelverhalten nach Erreichen des Kupplungspunktes.

Um diese Eigenschaften zu erreichen gibt es mehrere Möglichkeiten:

1. Regelung einer konstanten Füllung unabhängig von der Motordrehzahl.
2. Drehzahlabhängige Regelung der Füllung.
3. Einschieben einer gezielten Menge durch gesteuerte Einschaltzeit des Speichers.

Das Regelverhalten nach Erreichen des Kupplungspunktes zeichnet sich durch eine Drehzahlregelung des Motors aus.

Im erstgenannten Fall richtet sich die Stärke der Füllung nach der gewünschten Übertragungsfähigkeit abgeleitet aus der Kennlinie der Antriebsmaschine. Durch eine entsprechende Vorgabe des Solldruckes besitzt das hydrodynamische Getriebeelement bei Leerlauf der Antriebsmaschine bereits die gewünschte Füllung, so daß beim Gasgeben der gewünschte Kupplungspunkt nahezu ohne Füllungsgradänderung erreicht wird. Das Primärschaufelrad muß dazu bei Erreichen der Leerlaufdrehzahl bereits angekoppelt sein.

Bei abgekoppelten Primärschaufelrad ergibt sich eine Vollfüllung des Arbeitsraumes, wobei die Möglichkeit besteht, daß sich die Füllung während des Hochlaufens auf den gewünschten Wert einstellt, indem das überschüssige Betriebsmittel ausgeschleudert würde.

Bei der drehzahlabhängigen Regelung der Füllung ist der Arbeitsraum des hydrodynamischen Getriebeelementes entleert. Erst bei entsprechender Vorgabe des Lastgebers und dem Erreichen einer bestimmten Drehzahl der Antriebsmaschine wird die gewünschte Füllung eingestellt. Die Primärschaufelradkupplung entsprechend einer Konfiguration zur Realisierung des Bremsvorganges entsprechend der ersten Grundvariante kann dazu betätigt oder freigegeben sein, wobei bei betätigter Primärschaufelradkupplung diese möglichst bald nach der Betätigung des Lastgebers oder nach dem Ende eines Bremssignales geschlossen werden sollte.

Des weiteren besteht die Möglichkeit, eine gezielte Menge an Betriebsmittel durch eine Steuerung der Einschaltzeit des im Betriebsmittelversorgungssystem integrierten Speichers des hydrodynamischen Getriebeelementes

in den Arbeitsraum einzulassen. Dazu ist im Ausgangszustand der Arbeitsraum des hydrodynamischen Getriebeelementes entleert. Bei Erreichen einer bestimmten Antriebsmaschinendrehzahl und einer entsprechenden Vorgabe des Lastgebers wird eine motorspezifische Ölmenge durch den im Betriebsmittelversorgungssystem des hydrodynamischen Getriebeelementes integrierten Speicher in den Arbeitsraum eingeschoben. Die Primärschaufelradkupplung kann dabei betätigt oder freigegeben sein. Im freigegebenen Zustand sollte diese jedoch möglichst bald nach Betätigung des Lastgebers oder nach Beendigung eines Bremssignales betätigt werden. Bei allen Haltevorgängen ist jedoch bei gewünschtem gleichen Ausgangszustand darauf zu achten, daß vor der Freigabe der Primärschaufelradkupplung der Arbeitsraum des hydrodynamischen Getriebeelementes entleert werden kann.

Sobald der Kupplungspunkt erreicht ist, schaltet die Steuerung auf eine Drehzahlregelung der Antriebsmaschine um. Die Aktivierung des Speichers wird abgeschaltet. Sobald sich das Fahrzeug in Bewegung setzt und damit eine Drehzahlsteigerung des Sekundärschaufelrades erfolgt, nimmt aufgrund der Drehzahlregelung die Füllung des Arbeitsraumes des hydrodynamischen Getriebeelementes weiter zu und versucht den Motor auf der Kupplungsdrehzahl zu halten. Bei vollständig gefülltem Arbeitsraum ist die Anschlußdrehzahl der mechanischen Übersetzung dann annähernd erreicht. Durch das Schließen der Überbrückungskupplung zwischen Getriebeeingangswelle und Sekundärschaufelrad wird ohne eine nennenswerte Drehzahländerung der Antriebsmaschine diese mit der Abtriebsseite vollends synchronisiert und das Fahrzeug befindet sich in der ersten mechanischen Gangstufe.

Zur Dämpfung von Schwingungen während des Anfahrvorganges ist ein Dämpfungselement vorgesehen. Durch die rein hydraulische Anfahrstufe genügt eine einstufige Federcharakteristik dessen, d. h. das Dämpfungselement umfaßt wenigstens ein Federelement. Dieses ist vorzugsweise zwischen der Abtriebsseite und der Mitnahme der Außenlamellen der Überbrückungskupplung angeordnet. Andere Möglichkeiten sind ebenfalls denkbar.

Es besteht auch die Möglichkeit, ein hydrodynamisches Getriebeelement, umfassend wenigstens ein Primär- und ein Sekundärschaufelrad als vormontierte Baugruppe mit einem Gehäuse zu erstellen. Dabei werden den einzelnen Schaufelrädern, insbesondere dem Primärschaufelrad, die Mittel zum Ankoppeln an eine antreibende Welle und zum Festsetzen unmittelbar zugeordnet und letztere am Gehäuse gelagert.

Aufgrund des guten Wirkungsgrades des hydrodynamischen Bauelementes, welcher auf jeden Fall besser als der eines hydrodynamischen Wandlers ist, kann das hydrodynamische Bauelement in den unteren Gangstufen aktiv bleiben, d. h. das hydrodynamische Kupplungen arbeiten. Das verbessert das Fahrverhalten und die Schaltübergänge durch die hydraulische weiche Anbindung des Motors beachtlich. Der Einsatz der Überbrückungskupplung kann unabhängig von der Beschleunigung des Fahrzeuges erfolgen oder aber in den oberen Geschwindigkeitsbereich gelegt werden, wo der rein mechanische Betrieb keinerlei Probleme mehr bereitet.

Bezüglich des Wechsels der verschiedenen Gangstufen gelten die gleichen Anforderungen wie ansonsten an Getriebe auch. Die Antriebsmaschine, insbesondere der Verbrennungsmotor muß durch die entsprechenden Schaltelemente möglichst direkt und ruckfrei auf die neue Anschlußdrehzahl gebracht werden. Hierzu wird mit einer leichten Überschneidung aus- bzw. eingeschaltet und der einzuschaltende Gang mit dem entsprechenden Druckhochlauf ausgestattet.

Beim Schaltvorgang über eine Gruppe synchronisiert dann die Gruppenkupplung die Verbrennungskraftmaschine auf die entsprechende Anschlußdrehzahl. Danach erfolgt zügig, ohne großen Druckaufbau, mit der bekannten Überschneidung der Wechsel der Gangstufen. Dabei entstehen keine nennenswerten Auswirkungen auf den Abtrieb, weil nur geringe, getriebeinterne Massen in ihrer Drehzahl angepaßt werden.

Das Getriebe weist des weiteren über den gesamten Bereich einen guten Wirkungsgrad auf und bezüglich Schaltkomfort und Fahrverhalten sind keinerlei Rückschritte gegenüber den derzeit bekannten Getrieben zu verzeichnen. Während des Betriebszustandes "Fahren" wird das hydrodynamische Kupplungselement mit maximaler Füllung betrieben, hat dabei sehr wenig Schlupf und damit einen ausgezeichneten Wirkungsgrad, der je nach Last und Drehzahl zwischen 90 und 99% liegen kann. Diese Werte werden von keinem hydrodynamischen Wandler erreicht. Das hydrodynamische Bauelement, welches während des Anfahrvorganges als Kupplung arbeitet, kuppelt hart. Trotzdem bleibt es ein hydraulisches Übertragungselement mit all seinen Vorteilen, wie beispielsweise die Dämpfung von Schwingungen und die Minderung von Geräuschen. Bei allen darauffolgenden Schaltungen wird dann der Schlupf des hydrodynamischen Bauelementes vergrößert, das Kuppeln erfolgt weicher und erreicht Werte, welche mindestens dem Schlupf eines hydrodynamischen Wandlers entsprechen. Die Schaltung der einzelnen Gangstufen im ersten Betriebszustand kann zügig erfolgen, der zwangsweise entstehende Schlupf kann in das hydrodynamische Bauelement verlegt werden und sodann durch Steigerung der Füllung wieder verringert. Damit können komfortable Übergänge bei gleichzeitiger Verringerung der Belastung der Schaltelemente zur Realisierung der einzelnen Gangstufen erzeugt werden.

Auch bei plötzlich auftretenden Lastwechseln kann der Schlupf des hydrodynamischen Bauelementes ebenfalls kurzzeitig erhöht werden, so daß sich eine hydraulische weiche Anbindung ergibt. Der gefürchtete Lastwechselschlag dürfte dann kein Thema sein. Hinzu kommt, daß die Kennlinie des verwendeten elastischen Dämpfers bessere Eigenschaften bei Lastwechseln besitzt. Das hydrodynamische Bauelement wird dann im Betriebszustand "Fahren" überbrückt, wenn die Schaltung der einzelnen Gangstufen im ersten Betriebszustand keine Einbuße im Schaltkomfort mehr verursacht. Diese Funktion wird durch entsprechende Steuerung der Füll- und Entleervorgänge gewährleistet.

Des weiteren bietet die erfindungsgemäße Lösung der Aufgabe die Möglichkeit der Schaffung einer vormontierten hydrodynamischen Baugruppe entsprechend der Ansprüche 40 und 41.

Die erfindungsgemäße Lösung wird nachfolgend anhand von Figuren erläutert.

Fig. 1 verdeutlicht schematisch in vereinfachter Darstellung die Konfiguration einer bevorzugten Ausführung eines erfindungsgemäß gestalteten Getriebes zur Erzeugung des Bremsmomentes nach der ersten Grundvariante;

Fig. 2 verdeutlicht ein Schaltschema zur Betätigung der einzelnen Lastschaltelemente eines Getriebes entsprechend Fig. 1;

Fig. 3a und 3b verdeutlicht schematisch die Arbeitsweise des hydrodynamischen Getriebeelementes während des Anfahrvorganges im ersten Betriebszustand und während des zweiten Betriebszustandes;

Fig. 4 zeigt eine Anordnung eines Dämpfungsgliedes;

Fig. 5 verdeutlicht den Aufbau eines Dämpfungsgliedes;

Fig. 6 verdeutlicht schematisch in vereinfachter Darstellung die Konfiguration einer bevorzugten Ausführung eines erfindungsgemäß gestalteten Getriebes zur Erzeugung des

Bremsmomentes nach der zweiten Grundvariante.

Die Fig. 1 verdeutlicht schematisch anhand einer vereinfachten Darstellung eines Axialschnittes den Aufbau einer erfindungsgemäß gestalteten Getriebeeinheit 1 in einer bevorzugten Ausführung.

Die Getriebeeinheit 1 weist eine Getriebeeingangswelle E und eine Getriebeausgangswelle A auf. Die Getriebeeinheit 1 umfaßt des weiteren einen ersten hydraulischen Getriebe-
 5 teil 2 und einen zweiten mechanischen Getriebe-
 10 teil 3. Der erste hydraulische Getriebe-
 15 teil 2 umfaßt ein hydrodynamisches Getriebeelement mit wenigstens zwei Schaufelrädern – einem ersten Schaufelrad und einem zweiten Schaufelrad. Das erste Schaufelrad wird als Primärschaufelrad 4 und das
 20 zweite Schaufelrad als Sekundärschaufelrad 5 bezeichnet. Das Primärschaufelrad 4 und das Sekundärschaufelrad 5 bilden miteinander wenigstens einen torusförmigen Arbeits-
 25 raum 6, welcher mit Betriebsmittel befüllbar ist. Zu diesem Zweck ist dem torusförmigen Arbeitsraum 6 eine, hier im einzelnen nicht dargestellte Betriebsmittelversorgungseinheit zugeordnet. Der hydraulische Getriebe-
 30 teil ist beim Einsatz des erfindungsgemäß gestalteten Getriebes in einem Fahrzeug in den zwei unterschiedlichen Betriebszuständen – einem ersten Betriebszustand, welcher als "Fahren", und einem
 35 zweiten Betriebszustand, welcher als "Bremsen" bezeichnet wird, jeweils als hydrodynamische Kupplung und als hydrodynamischer Retarder betreibbar. Dazu werden
 40 den einzelnen Schaufelrädern – dem Primärschaufelrad 4 und dem Sekundärschaufelrad 5, jeweils unterschiedliche Funktionen zugewiesen. Während des ersten Betriebs-
 45 standes, insbesondere während des Anfahrvorganges, arbeitet das Primärschaufelrad 4 als sogenanntes Pumpenrad und das Sekundärschaufelrad 5 als Turbinenrad. Im zweiten Betriebs-
 50 zustand "Bremsen" wird dem Primärschaufelrad 4 die Funktion des Statorschaufelrades eines hydrodynamischen Retarders zugewiesen. Das Sekundärschaufelrad 5 übernimmt dann die Funktion des Rotorschaufelrades. Zur Realisierung dieser Funktionen müssen entsprechende Mittel
 55 vorgesehen sein, welche eine Funktionszuordnung in der genannten Weise ermöglicht. Das Sekundärschaufelrad 5 ist über eine Verbindungswelle 7 ständig drehfest mit dem
 60 mechanischen Getriebe-
 65 teil 3 verbunden. Die Verbindungswelle 7 ist über eine sogenannte Durchkupplung, welche auch als Überbrückungskupplung ÜK bezeichnet wird, mit der Getriebeeingangswelle E koppelbar. Über diese Kupplung ist damit auch das Sekundärschaufelrad 5 mit der Getriebeeingangswelle E verbindbar. Das Primärschaufelrad 4 ist mittels einer sogenannten Primärschaufelradkupplung PK mit der Getriebeeingangswelle E koppelbar. Das Primärschaufelrad 4 ist vorzugsweise drehfest auf einer Verbindungswelle 8 angeordnet, wobei die Verbindungswelle 8 mit der Getriebeeingangswelle E durch die Primärschaufelradkupplung PK verbindbar ist. Der Verbindungswelle 8 ist ein Bremsselement, welches hier als Primärschaufelradbremse PB bezeichnet wird, zugeordnet. Diese Primärschaufelradbremse PB ist gestellfest an einem ruhenden Getriebe-
 70 teil, vorzugsweise am hier angedeuteten Getriebegehäuse 9 befestigt.

Das Sekundärschaufelrad 5 ist über die Verbindungswelle 7 mit dem zweiten mechanischen Getriebe-
 75 teil 3 koppelbar. Der zweite mechanische Getriebe-
 80 teil 3 umfaßt im dargestellten Fall drei Planetenradsätze, einen ersten Planetenradsatz PRI, einen zweiten Planetenradsatz PR II und einen dritten Planetenradsatz PR III. Die einzelnen Planetenradsätze umfassen jeweils wenigstens ein erstes Sonnenrad – für den ersten Planetenradsatz PRI mit Ia, für den zweiten Planetenradsatz PR II mit IIa und für den dritten Planetenradsatz PR III mit IIIa bezeichnet, ein Hohlrad, Planetenräder und einen Steg. Die Hohlräder der einzelnen Planetenradsätze

sind hier für den ersten Planetenradsatz PRI mit Ib, für den zweiten Planetenradsatz PRII mit IIb und für den dritten Planetenradsatz PRIII mit IIIb bezeichnet. Den Planetenrädern sind die Bezugsziffern für den ersten Planetenradsatz PRI Ic, für den zweiten Planetenradsatz PRII Ic und für den dritten Planetenradsatz PRIII IIIc zugeordnet. Die Stege der einzelnen Planetenradsätze sind mit Id, IId und IIId bezeichnet. Wenigstens ein erstes Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes PRI, des zweiten Planetenradsatzes PRII und des dritten Planetenradsatzes PRIII sind miteinander über eine Verbindungswelle 10 verbunden. Vorzugsweise sind dazu diese Getriebeelemente drehfest auf der Verbindungswelle 10 angeordnet. Das erste Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes wird dabei vom Steg Id, des zweiten Planetenradsatzes PRII vom Hohlrad IIb und des dritten Planetenradsatzes PRIII vom Sonnenrad IIIa gebildet. Ein weiteres zweites Getriebeelement des ersten und des zweiten Planetenradsatzes PRI beziehungsweise PRII sind ebenfalls miteinander gekoppelt. Die zweiten Getriebeelemente werden dabei im ersten Planetenradsatz PRI vom Sonnenrad Ia und im zweiten Planetenradsatz PRII vom Sonnenrad IIa gebildet. Dazu sind beide Sonnenräder – das Sonnenrad des ersten und des zweiten Planetenrades – vorzugsweise drehfest auf einer gemeinsamen Welle 11, welche als Hohlwelle ausgebildet sein kann, angeordnet. Die Verbindungswelle 7 zwischen dem hydraulischen Getriebeteil 2 und dem mechanischen Getriebeteil 3 ist über ein erstes Kupplungselement K1 mit dem ersten Planetenradsatz PRI koppelbar. Ein weiteres zweites Kupplungselement K2 ist der Verbindung, vorzugsweise der Verbindungswelle zwischen den beiden zweiten Getriebeelementen vom ersten Planetenradsatz PRI und zweiten Planetenradsatz PRII, welche jeweils von den Sonnenrädern Ia und IIa gebildet werden, wenigstens mittelbar zugeordnet.

Ein zweites Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes PRIII wird vom Steg IIId gebildet. Der Steg IIId ist dabei drehfest mit der Getriebeausgangswelle A verbindbar. Vorzugsweise ist der Steg IIId des dritten Planetenradsatzes PRIII mit der Getriebeausgangswelle drehfest gekoppelt. Ein drittes Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes PRIII wird vom Hohlrad IIIb gebildet. Das Hohlrad IIIb ist dabei über ein weiteres drittes Kupplungselement K3 drehfest mit dem Steg, und damit der Getriebeausgangswelle verbindbar.

Jedem Planetenradsatz PRI, PRII beziehungsweise PRIII ist ein Bremsselement zugeordnet. Ein erstes Bremsselement B1 dient dabei dem Feststellen der Verbindung zwischen den beiden Sonnenrädern Ia und IIa der beiden Planetenradsätze PRI und PRII. Ein zweites Bremsselement B2 dient dem Festsetzen eines dritten Getriebeelementes des zweiten Planetenradsatzes PRII, welches vom Steg IId gebildet wird. Ein drittes Bremsselement B3 ist dem dritten Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes PRIII, welches vom Hohlrad IIIb gebildet wird, zugeordnet.

Die detaillierte konstruktive Ausführung für die oben beschriebene Anordnung liegt dabei im Ermessen des Fachmannes. Für die Realisierung einzelner Betriebszustände und Gangstufen kann die Zuordnung der einzelnen Kupplungs- und Bremsselemente K beziehungsweise B zu den einzelnen Getriebestufen realisierenden mechanischen Getriebebestandteilen entsprechend festgelegt werden. Auch die Gestaltung des mechanischen Getriebeteiles kann unterschiedlich ausgeführt sein. Im einzelnen sind beispielsweise Schaltstufen in Form von Stirnradstufen, Planetenradstufen und Kombinationen von beiden denkbar. Die einzelnen Bremsselemente sind dabei vorzugsweise an ruhenden Bauteilen des Getriebes befestigt, vorzugsweise am Gehäuse beziehungsweise der Gehäusewand 9.

Für die Gestaltung der einzelnen Lastschaltelemente, der Überbrückungskupplung ÜK, der Primärschaukelradkupplung PK, der Primärschaukelradbremse PB, der einzelnen Kupplungselemente K und der einzelnen Bremsselemente B sind verschiedene Varianten denkbar. Vorzugsweise in Reibscheibenbauweise, speziell in Lamellenbauart ausgeführt. Dem Fachmann stehen jedoch hier aus dem Stand der Technik ebenfalls eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Verfügung.

Die Fig. 1 verdeutlicht eine bevorzugte Ausführung eines mechanischen Getriebeteiles einer Kombination mit dem mit Funktionsänderung betriebenen hydrodynamischen Getriebeelement. Andere Ausführungen des mechanischen Getriebeteiles sind denkbar.

Die Fig. 2 zeigt eine Übersicht über die mit dem in der Fig. 1 beschriebenen Getriebe verwirklichten Betriebszustände und der einzelnen Gangstufen. Wie bereits ausgeführt handelt es sich bei dem in der Fig. 1 beschriebenen Getriebeeinheit um eine bevorzugte Ausführungsform, anhand derer die Funktionsweise eines als hydrodynamische Kupplung oder als hydrodynamischer Retarder betrieblaren hydraulischen Getriebeteiles 2 dargestellt und erläutert werden soll. Im einzelnen werden die zwei Grundbetriebszustände Fahren und Bremsen unterschieden. Der Betriebszustand Fahren umfaßt dabei im dargestellten Beispiel die Gangstufen 1 bis 6 sowie zwei Rückwärtsgänge. Der Betriebszustand Bremsen umfaßt zwei Bremsstufen – eine erste Bremsstufe und eine zweite Bremsstufe. Im ersten Gang des ersten Betriebszustandes, dem sogenannten Anfahrang, ist die Primärschaukelradkupplung PK betätigt und verbindet damit die Getriebeeingangswelle E über die Verbindungswelle 8 mit dem Primärschaukelrad 4. Die Verbindung zwischen dem hydraulischen Getriebeteil 2 und dem mechanischen Getriebeteil 3 wird über das erste Kupplungselement K1 realisiert. Desweiteren sind das zweite und dritte Bremsselement B2 und B3 betätigt. Die hydraulische Baueinheit 2, insbesondere der torusförmige Arbeitsraum 6 ist in diesem Zustand mit Betriebsmittel befüllt. Der Kraftfluß beziehungsweise die Leistungsübertragung erfordert dabei über die mit einer hier nicht dargestellten Antriebsmaschine wenigstens mittelbar koppelbare Getriebeeingangswelle E, die Primärschaukelradkupplung PK, das Primärschaukelrad 4, das Sekundärschaukelrad 5 über das erste Kupplungselement K1, den ersten Planetenradsatz PRI, insbesondere das Hohlrad Ib des ersten Planetenradsatzes auf den Steg IIId des dritten Planetenradsatzes und damit die Getriebeausgangswelle A, welche wenigstens mittelbar mit einer anzutreibenden Einrichtung, beispielsweise den Rädern eines Fahrzeuges in Triebverbindung bringbar ist.

Das hydraulische Getriebeteil 2 arbeitet während des Anfahrvorganges als hydrodynamische Kupplung. Eine Befüllung erfolgt während der einzelnen Gangstufen im Betriebszustand Fahren nur während des Anfahrvorganges. Im Übergang in die zweite Gangstufe wird der hydraulische Getriebeteil 2, insbesondere der torusförmige Arbeitsraum 6, entleert. Das erste Kupplungselement K1 sowie das dritte Bremsselement B3 bleiben betätigt, desweiteren die Primärschaukelradkupplung PK. Das zweite Bremsselement B2 wird gelöst und dafür das erste Bremsselement B1 betätigt. Mit dieser Gangstufe kann die Überbrückungskupplung ÜK, welche die Getriebeeingangswelle E mit dem Sekundärschaukelrad 5 beziehungsweise der Verbindungswelle 7 verbindet, betätigt oder aber freigegeben sein. Dies hängt davon ab, in wie weit die Funktion des hydraulischen Getriebeelementes 2 als hydrodynamische Kupplung in die zweite Gangstufe hineinreicht. In diesem Fall ist der Arbeitsraum 6 des hydraulischen Getriebeteiles 2 auch während der zweiten Gangstufe noch befüllt. Erfolgt jedoch eine

Durchkupplung zwischen der Getriebeeingangswelle E und dem mechanischen Getriebeteil 3 ist der torusförmige Arbeitsraum 6 des hydraulischen Getriebeteils 2 entleert. Im diesem Fall erfolgt der Kraftfluß von der Getriebeeingangswelle E über die Überbrückungskupplung ÜK, der Verbindungswelle 7, dem ersten Kupplungselement K1 zum Hohlrad Ib des ersten Planetenradsatzes PRI, auf den Steg Id des ersten Planetenradsatzes über die Verbindungswelle 10 auf den Steg IIIId des dritten Planetenradsatzes PRIII und damit die Getriebeausgangswelle A.

In dieser zweiten Gangstufe wird aufgrund der drehfesten Verbindung zwischen Sekundärschaufelrad 5 und Verbindungswelle 7 dieses mit angetrieben. Dies hätte auch bei entleerten torusförmigen Arbeitsraum 6 Ventilationsverluste aufgrund der umgewälzten Luftmassen zwischen den beiden Schaufelrädern – dem Sekundärschaufelrad 5 und dem Primärschaufelrad 4 – zur Folge. Deshalb ist vorzugsweise während der gesamten Fahrstufen zusätzlich die Primärschaufelradkupplung PK betätigt. Diese ermöglicht, daß das Primärschaufelrad 4 gemeinsam mit dem Sekundärschaufelrad 5 mit gleicher Geschwindigkeit beziehungsweise Drehzahl umläuft. Dadurch werden Ventilationsverluste der Leistungsübertragung aufgrund umgewälzter und abgebremster Luftmassen zwischen beiden Schaufelrädern vermieden, und es sind keine zusätzlichen aufwendigen Einrichtungen, wie sie im Stand der Technik beispielsweise bei Retardern zur Vermeidung der Leistungsverluste erforderlich sind, von Nöten.

In der dritten Fahrstufe sind neben der Überbrückungskupplung ÜK und der Primärschaufelradkupplung PK das erste Kupplungselement K1, das zweite Kupplungselement K2 sowie das dritte Bremsselement B3 betätigt. Alle anderen Lastschaltelemente befinden sich außer Eingriff. Der Kraftfluß erfolgt somit über die Getriebeeingangswelle E, die Überbrückungskupplung ÜK, die Verbindungswelle 7 über das erste Kupplungselement K1 zum ersten Planetenradsatz PRI; insbesondere zum Hohlrad Ib des ersten Planetenradsatzes PRI. Ein weiterer Leistungsanteil wird über das zweite Kupplungselement K2 auf das Sonnenrad Ia des ersten Planetenradsatzes PRI übertragen. Die wiederum am Steg Id des ersten Planetenradsatzes PRI zusammengeführten Leistungsanteile werden über den Steg IIIId des dritten Planetenradsatzes PRIII auf die Getriebeausgangswelle A übertragen.

In der vierten Gangstufe sind das erste Kupplungselement K1, das dritte Kupplungselement K3, die Überbrückungskupplung ÜK, die Primärschaufelradkupplung PK sowie das zweite Bremsselement B2 betätigt. Alle anderen Lastschaltelemente sind außer Eingriff. Mittels des zweiten Bremsselementes B2 wird der Steg IId des zweiten Planetenradsatzes PRII festgestellt. Das Hohlrad IIIId des dritten Planetenradsatzes PRIII ist mit dem Steg des dritten Planetenradsatzes IIIId drehfest verbunden. Die Leistungsübertragung erfolgt damit von der Getriebeeingangswelle E über die Überbrückungskupplung ÜK, die Verbindungswelle 7, das erste Kupplungselement K1 zum Hohlrad Ib des ersten Planetenradsatzes PRI, über den zweiten Planetenradsatz PRII, die Verbindungswelle 10 zu den Planetenrädern IIIId des dritten Planetenradsatzes PRIII, welche den mit dem Hohlrad IIIb gekoppelten Steg IIIId des dritten Planetenradsatzes PRIII zur Getriebeausgangswelle A antreiben.

In der fünften Gangstufe werden lediglich das zweite Bremsselement B2 gelöst und das erste Bremsselement B1 betätigt. Dies bedeutet, daß die Verbindung zwischen dem ersten Planetenradsatz PRI und dem zweiten Planetenradsatz PRII, insbesondere die Verbindungswelle 11 festgestellt ist. Die Sonnenräder Ia und IIa der beiden Planetenradsätze PRI und PRII stehen somit still. Die Kraftübertragung selbst er-

folgt wieder über die Eingangswelle E, die Überbrückungskupplung ÜK, die Verbindungswelle 7, das erste Kupplungselement K1, das Hohlrad Ib des ersten Planetenradsatzes PRI und von da über den Steg Id des ersten Planetenradsatzes PRI auf den Steg IIIId des dritten Planetenradsatzes PRIII und damit der Getriebeausgangswelle A.

Die sechste Gangstufe unterscheidet sich von der fünften Gangstufe dadurch, daß alle drei Kupplungselemente K1, K2 sowie K3 betätigt, während alle Bremsselemente gelöst sind.

Eine Drehrichtungsumkehr in den Rückwärtsgangstufen des ersten Betriebszustandes wird ebenfalls über bestimmte Kombinationen der Betätigung der einzelnen Lastschaltelemente, das heißt der Kupplungs- und Bremsselemente realisiert. Dazu sind im wesentlichen in einem ersten Rückwärtsgang die Primärschaufelradkupplung PK, das zweite Bremsselement B2, das zweite Kupplungselement K2 und das dritte Bremsselement B3 betätigt. In einer zweiten Rückwärtsgangstufe sind das dritte Bremsselement B3 gelöst und das dritte Kupplungselement betätigt. Das Freigeben und die Betätigung der einzelnen Kupplungs- und Bremsselemente zur Realisierung der Rückwärtsgangstufen ermöglicht eine Drehrichtungsumkehr der Getriebeausgangswelle A.

Vorzugsweise bleiben hier entsprechend der einzelnen eingelegten Gangstufen die auch als Gruppenkupplung und Gruppenbremse bezeichneten Lastschaltelemente K3 und B3 jeweils betätigt und es werden die anderen Brems- und Kupplungselemente freigegeben oder in Eingriff gebracht. Dadurch wird der Betriebszustand Bremsen in wenigstens 2 Teilbereiche unterteilt.

Im zweiten Betriebszustand "Bremsen" wird der hydraulische, insbesondere hydrodynamische Getriebeteil 2 als Bremse betrieben. Die Funktion des Statorschaufelrades übernimmt dabei das Primärschaufelrad 4. Dieses wird mittels der Primärschaufelradbremse PB festgehalten. Mit dem in der Fig. 1 dargestellten Getriebe lassen sich durch Einlegen der einzelnen Rückwärtsgangstufen im mechanischen Getriebeteil 3 im wesentlichen zwei Bremsstufen realisieren. In beiden Bremsstufen ist dazu die ÜK gelöst. Diese kann jedoch unter der Voraussetzung, daß die Antriebsmaschine vom Getriebe entkoppelt wird, betätigt bleiben.

Zur Kopplung der Verbindungswelle 7 mit dem zweiten Getriebeteil 3 ist das erste Kupplungselement K1 betätigt. Desweiteren ist in einer ersten Bremsstufe das dritte Kupplungselement K3 geschlossen, das heißt das Hohlrad IIIb des dritten Planetenradsatzes PRIII ist drehfest mit dem Steg IIIId des dritten Planetenradsatzes PRIII und damit der Getriebeausgangswelle A gekoppelt. In einer zweiten Bremsstufe ist das dritte Kupplungselement K3 gelöst und das dritte Bremsselement B3 betätigt. Das zweite Bremsselement B2 ist ebenfalls in beiden Bremsstufen geschlossen, das heißt der Steg IId des zweiten Planetenradsatzes PRII steht still.

Das Sekundärschaufelrad 5 wird in diesem Betriebszustand aufgrund des Schiebebetriebes von der Getriebeausgangswelle A über die einzelnen geschalteten Getriebeelemente des mechanischen Getriebeteiles angetrieben. Es übernimmt damit die Funktion des Rotorschaufelrades eines hydrodynamischen Retarders. Der Arbeitskreislauf im torusförmigen Arbeitsraum 6 weist einen entgegengesetzte Strömungsrichtung gegenüber der im ersten Betriebszustand des hydraulischen Getriebeteiles beim Anfahren eingestellten Strömungsrichtung auf.

Im ersten Betriebszustand – "Fahren" –, insbesondere während des Anfahrvorganges arbeitet das hydraulische Getriebeelement 2 spießend. Bei Realisierung der Bremsstufen über die Rückwärtsgangstufen ist im zweiten Betriebszustand – "Bremsen" – die Betriebsweise aufgrund der Be-

schaufelung der Schaufelräder und geänderter Drehrichtung des Sekundärschaufelrades 5 ebenfalls spießend.

In den Fig. 3a und 3b sind jeweils in einem Zylinderschnitt durch das hydraulische Getriebeteil 2, insbesondere die beiden Schaufelräder – das Primärschaufelrad 4 und das Sekundärschaufelrad 5 – diese Arbeitsweisen vereinfacht schematisch verdeutlicht. Für gleiche Elemente sind gleiche Bezugszeichen verwendet.

Die Fig. 3a verdeutlicht dabei die Arbeitsweise des hydrodynamischen Getriebeelementes während des Anfahrvorganges. Daraus wird ersichtlich, daß das Betriebsmittel vom Zwischenraum zweier benachbarter Schaufeln 4.1 und 4.2 des von der Getriebeeingangswelle angetriebenen Primärschaufelrades 4 aufgrund von dessen Rotation an den Schaufelrückseiten der Schaufeln, hier zur Verdeutlichung 5.1 und 5.2 des Sekundärschaufelrades 5, umgelenkt wird, d. h. ein geschlossener Betriebsmittelkreislauf zwischen Primär- und Sekundärschaufelrad ausgebildet und dadurch Drehmoment übertragen wird. Diese Arbeitsweise des Primärschaufelrades gegenüber dem Sekundärschaufelrad wird als "spießend" bezeichnet.

Auch im Betriebszustand Bremsen ist das hydrodynamische Getriebeelement mit Betriebsmittel befüllt. Aufgrund der schrägen Beschauelung bildet sich dann ein geschlossener Kreislauf von Betriebsmittel zwischen dem in diesem Betriebszustand als Rotorschaukelrad fungierenden Sekundärschaufelrad und dem als Statorschaufelrad fungierenden Primärschaufelrad aus. Das angetriebene Sekundärschaufelrad verwandelt die eingeleitete mechanische Energie bei gefülltem Kreislauf in Strömungsenergie, die am stehenden Primärschaufelrad in Wärmeenergie umgesetzt wird. Das Sekundärschaufelrad arbeitet gegenläufig bezogen auf den Anfahrvorgang.

In der Fig. 3a ist die Arbeitsweise des hydraulischen Getriebeelementes 2 als Kupplung während des Anfahrvorganges und eventuell während eines ersten Teiles einer weiteren Gangstufe im ersten Betriebszustand "Fahren" dargestellt. In diesem Fall wird das Primärschaufelrad 4 von der Getriebeeingangswelle E angetrieben. Die Drehrichtung bestimmt sich dabei durch die mit der Getriebeeingangswelle entweder direkt gekoppelte Abtriebswelle einer Arbeitsmaschine oder aber durch vorgeschaltete Kraftübertragungselemente. Bei Rotation des Primärschaufelrades 4 gegenüber dem Sekundärschaufelrad 5 steht die Beschauelung derart zueinander, daß das hydraulische Getriebeteil spießend arbeitet.

In der Fig. 3b ist das hydraulische Getriebeteil 2 im Betriebszustand Bremsen bei Drehrichtungsumkehr des Sekundärschaufelrades dargestellt. In diesem Betriebszustand ist das Primärschaufelrad 4 gegenüber dem Gehäuse der Kupplung ortsfest und gestellfest und das Sekundärschaufelrad 5 wird über die Rückwärtsgangschaltstufen im mechanischen Getriebeteil von der Getriebeausgangswelle A angetrieben. Aufgrund des Austausches der Antriebsseiten zwischen den Betriebszuständen Fahren und Bremsen wird ein Arbeitskreislauf im torusförmigen Arbeitsraum 6 erzeugt, welcher im Bremsbetrieb entgegen dem im Kuppelbetrieb gerichtet ist. Die Betriebsweise beider Schaufelräder ist ebenfalls spießend.

Die abgewinkelte Darstellung der Beschauelung der beiden Schaufelräder in den Fig. 3a und 3b verdeutlicht die Neigung der einzelnen Beschauelungen gegenüber einer zwischen Primär- und Sekundärschaufelrad in Einbaulage bildbaren Trennebene E_T.

Fig. 4 verdeutlicht anhand eines Ausschnittes aus einer Getriebedarstellung die Anordnung eines dem hydrodynamischen Bauelement vorgeschalteten Dämpfungselementes 21. Dieses ist vorzugsweise zwischen der Getriebeeingangsseite und der Mitnahme der Außenlamellen der Überbrück-

kungskupplung ÜK angeordnet.

In Fig. 5 ist der Aufbau im einzelnen dargestellt. Das Dämpfungselement 21 ist scheibenförmig ausgebildet und weist eine Vielzahl von auf einem bestimmten Durchmesser d in Umfangsrichtung anordenbaren Drehmomentstützen 22 und dazwischen angeordneten Energiespeichereinheiten in Form von Federelementen 23 auf.

Die Fig. 6 verdeutlicht schematisch anhand einer vereinfachten Darstellung eines Axialschnittes den Aufbau einer erfindungsgemäß gestalteten Getriebeeinheit 25 zur Erzeugung des Bremsmomentes nach der zweiten Grundvariante in einer bevorzugten Ausführung.

Die Getriebeeinheit 25 weist eine Getriebeeingangswelle E, eine Getriebeausgangswelle A, einen ersten hydraulischen Getriebeteil 26 und einen zweiten mechanischen Getriebeteil 27 auf. Der erste hydraulische Getriebeteil 26 umfaßt ein hydrodynamisches Getriebeelement mit wenigstens zwei Schaufelrädern – einem Primärschaufelrad 28 und einem Sekundärschaufelrad 29. Das Primärschaufelrad 28 und das Sekundärschaufelrad 29 bilden miteinander wenigstens einen torusförmigen Arbeitsraum 30, welcher mit Betriebsmittel befüllbar ist. Zu diesem Zweck ist dem torusförmigen Arbeitsraum 30 eine, hier im einzelnen nicht dargestellte Betriebsmittelversorgungseinheit zugeordnet. Der hydraulische Getriebeteil ist beim Einsatz des erfindungsgemäß gestalteten Getriebes in einem Fahrzeug in den zwei unterschiedlichen Betriebszuständen – einem ersten Betriebszustand, welcher als "Fahren" und einem zweiten Betriebszustand, welcher als "Bremsen" bezeichnet wird, jeweils als hydrodynamische Kupplung und als hydrodynamischer Retarder betreibbar. Dazu werden den einzelnen Schaufelrädern 28 und 29 jeweils unterschiedliche Funktionen zugewiesen. Während des ersten Betriebszustandes, insbesondere während des Anfahrvorganges, arbeitet das Primärschaufelrad 28 als sogenanntes Pumpenrad und das Sekundärschaufelrad 29 als Turbinenrad. Im zweiten Betriebszustand "Bremsen" wird dem Sekundärschaufelrad 29 die Funktion des Statorschaufelrades eines hydrodynamischen Retarders zugewiesen. Das Primärschaufelrad 28 übernimmt dann die Funktion des Rotorschaukelrades. Zur Realisierung dieser Funktionen müssen entsprechende Mittel vorgesehen sein, welche eine Funktionszuordnung in der genannten Weise ermöglicht. Das Primärschaufelrad 28 ist ständig drehfest mit der Getriebeeingangswelle E verbunden. Der zweite mechanische Getriebeteil 27 ist über eine sogenannte Durchkupplung, welche auch als Überbrückungskupplung ÜK bezeichnet wird, mit der Getriebeeingangswelle E koppelbar. Über diese Kupplung ist auch das Sekundärschaufelrad 29 mit der Getriebeeingangswelle E verbindbar. Das Sekundärschaufelrad 29 ist des weiteren mittels einer sogenannten Sekundärschaufelradkupplung TK mit dem mechanischen Getriebeteil 27, insbesondere der Verbindungswelle 31 zwischen Überbrückungskupplung ÜK und mechanischen Getriebeteil 27 koppelbar. Dem Sekundärschaufelrad 29 ist ein Bremsselement, welches hier als Sekundärschaufelradbremse TB bezeichnet wird, zugeordnet. Diese Sekundärschaufelradbremse TB ist gestellfest an einem ruhenden Getriebeteil, vorzugsweise am hier angeordneten Getriebegehäuse 32 befestigt.

Der zweite mechanische Getriebeteil 27 umfaßt im dargestellten Fall analog zu der in Fig. 1 dargestellten Getriebe-konfiguration drei Planetenradsätze, einen ersten Planetenradsatz PRI, einen zweiten Planetenradsatz PRII und einen dritten Planetenradsatz PRIII. Bezüglich des Aufbaus und der Zuordnung der einzelnen Schaltelemente wird auf Ausführungen zum mechanischen Getriebeteil in Fig. 1 verwiesen. Dies gilt analog auch für die Betätigung und das Lösen der einzelnen, den Getriebeelementen des mechanischen

Getriebeteile 27 zugeordneten Schaltelemente. Diesbezüglich kann ebenfalls auf die Ausführungen zur Konfiguration entsprechend Fig. 1 verwiesen werden.

Die Funktionsweise des hydrodynamischen Getriebeelementes läßt sich wie folgt beschreiben:

Im ersten Betriebszustand, während des Anfahrvorganges ist der torusförmige Arbeitsraum 30 befüllt. Die Überbrückungskupplung ÜK ist gelöst. Die Sekundärschaufelradkupplung TK ist betätigt. Der Kraftfluß beziehungsweise die Leistungsübertragung erfolgt dabei über die mit einer hier nicht dargestellten Antriebsmaschine wenigstens mittelbar koppelbare Getriebeeingangswelle E, das Primärschaufelrad 28, das Sekundärschaufelrad 29 über die Verbindungswelle 31 zum zweiten mechanischen Getriebeteil 27 und damit zur Ausgangswelle A.

Das hydraulische Getriebeteil 2 arbeitet während des Anfahrvorganges als hydrodynamische Kupplung. Eine Befüllung erfolgt während der einzelnen Gangstufen im Betriebszustand. Im wesentlichen nur während des Anfahrvorganges. Im Übergang in die zweite Gangstufe wird der hydraulische Getriebeteil 26, insbesondere der torusförmige Arbeitsraum 30, entleert. In den nachfolgenden Gangstufen ist die Überbrückungskupplung ÜK betätigt. Diese koppelt unter Umgehung des hydraulischen Getriebeteiles 26 die Getriebeeingangswelle E mit dem mechanischen Getriebeteil 27. Entsprechend der Betätigung und der Freigabe der einzelnen Lastschalteinrichtungen werden die Drehzahl- und das Drehmoment im mechanischen Getriebeteil 27 gewandelt.

Im Bremsbetrieb tauschen die Schaufelräder ihre Funktion. Das Sekundärschaufelrad 29 wird mittels der Sekundärschaufelradbremse TB gegenüber den ruhenden Getriebeteilen festgehalten und übernimmt somit die Funktion des Statorschaufelrades. Die Sekundärschaufelradkupplung TK ist gelöst. Die Überbrückungskupplung ÜK bleibt betätigt und das Primärschaufelrad 28 wird in gleicher Drehrichtung wie während des Anfahrvorganges von der Abtriebsseite, insbesondere der Getriebeausgangswelle A entsprechend der im mechanischen Getriebeteil geschalteten Stufen angetrieben. Die mechanischen Gangstufen bleiben eingelegt.

Bei schräg ausgeführter Beschauelung der einzelnen Schaufelräder, sind die einzelnen Schaufeln derart in Richtung des Schaufelgrundes geneigt angeordnet, daß sowohl im Kuppelbetrieb während des ersten Betriebszustandes als auch im Bremsbetrieb, d. h. im zweiten Betriebszustand das hydraulische Getriebeteil 26 bei gleichbleibender Strömungsrichtung des Betriebsmittels im torusförmigen Arbeitsraum spießend arbeitet.

Patentansprüche

1. Getriebebaueinheit für Antriebseinheiten zur Realisierung wenigstens zweier Betriebszustände – einen ersten Betriebszustand zur Leistungsübertragung mit wenigstens zwei Gangschaltstufen und einen zweiten Betriebszustand zur Abbremsung;

1.1 mit einer Getriebeeingangswelle und einer Getriebeausgangswelle;

1.2 mit einem ersten hydraulischen Getriebeteil;

1.3 mit einem zweiten mechanischen Getriebeteil;

1.4 die beiden Getriebeteile sind in Reihe angeordnet;

1.5 der hydraulische Getriebeteil umfaßt wenigstens zwei Schaufelräder – ein Primärschaufelrad und ein Sekundärschaufelrad, die miteinander wenigstens einen torusförmigen, mit Betriebsmittel befüllbaren Arbeitsraum bilden, wobei die An-

koppelung der beiden Schaufelräder an die Getriebeeingangswelle und den mechanischen Getriebeteil wenigstens über einen Teil des ersten Betriebszustandes derart erfolgt, daß Leistung vom Primärschaufelrad über das Sekundärschaufelrad auf den mechanischen Getriebeteil übertragen wird;

gekennzeichnet durch das folgende Merkmal:

1.7 es sind Mittel vorgesehen, welche in einem zweiten Betriebszustand ein erstes der beiden Schaufelräder gegenüber den feststehenden Getriebeteilen festhalten und abstützen und das andere, zweite Schaufelrad mit dem zweiten mechanischen Getriebeteil verbinden.

2. Getriebebaueinheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Schaufelrad das Primärschaufelrad ist.

3. Getriebebaueinheit nach Anspruch 2, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:

3.1 das Sekundärschaufelrad ist drehfest mit dem mechanischen Getriebeteil verbindbar;

3.2 es sind erste Mittel vorgesehen, mittels welcher das Primärschaufelrad über einen Teilbereich des ersten Betriebszustandes an die Getriebeeingangswelle wenigstens mittelbar ankoppelbar ist;

3.3 es sind zweite Mittel vorgesehen, mittels welcher das Sekundärschaufelrad mit der Getriebeeingangswelle koppelbar ist;

3.4 es sind weitere dritte Mittel vorgesehen, welche in einem zweiten Betriebszustand das Primärschaufelrad gegenüber den feststehenden Getriebeteilen festhält und abstützt.

4. Getriebebaueinheit nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Beschauelung der einzelnen Schaufelräder gegenüber der von Primär- und Sekundärschaufelrad gebildeten Trennebene geneigt ausgeführt ist.

5. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß weitere vierte Mittel zur Ermöglichung einer Drehrichtungsumkehr des Sekundärschaufelrades im zweiten Betriebszustand gegenüber dessen Drehrichtung dem Anfahrzustand vorgesehen sind.

6. Getriebebaueinheit nach Anspruch 5, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:

6.1 der mechanische Getriebeteil umfaßt wenigstens eine Übersetzungsstufe und eine zuschaltbare Umkehrstufe;

6.2 die vierten Mittel werden von den Schaltelementen zur Zuschaltung der Umkehrstufe gebildet.

7. Getriebebaueinheit nach Anspruch 5, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:

7.1 der mechanische Getriebeteil umfaßt wenigstens ein Umlaufgetriebe;

7.2 die vierten Mittel werden von den, den einzelnen Getriebeelementen zugeordneten Lastschaltelementen gebildet.

8. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 2 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten und/oder zweiten und/oder dritten und/oder vierten Mittel als Lastschaltelemente ausgeführt sind.

9. Getriebebaueinheit nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastschaltelemente in Form von Kupplungseinrichtungen und/oder Bremseinrichtungen, umfassend wenigstens zwei aneinander anpreßbare Reibelemente, gebildet werden.

10. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 2

- bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Mittel eine dem Primärschaukelrad zugeordnete Kupplungseinrichtung ist.
11. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 2 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Mittel eine Kupplungseinrichtung ist. 5
12. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 2 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Mittel wenigstens eine Bremseinrichtung umfaßt.
13. Getriebebaueinheit nach Anspruch 12, gekennzeichnet durch folgende Merkmale: 10
- 13.1 die Getriebebaueinheit umfaßt ein, den hydrodynamischen und mechanischen Getriebeteil umschließendes Gehäuse;
- 13.2 die Bremseinrichtung stützt sich am Gehäuse ab. 15
14. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 5 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das vierte Mittel Kupplungs- und/oder Bremseinrichtungen umfaßt, die den einzelnen Bestandteilen des mechanischen Getriebeteils in geeigneter Weise zugeordnet sind. 20
15. Getriebebaueinheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Schaukelrad das Sekundärschaukelrad ist.
16. Getriebebaueinheit nach Anspruch 15, gekennzeichnet durch folgende Merkmale: 25
- 16.1 das Primärschaukelrad ist drehfest mit der Getriebeeingangswelle verbindbar;
- 16.2 es sind erste Mittel vorgesehen, mittels welcher die Getriebeeingangswelle mit dem zweiten mechanischen Getriebeteil koppelbar ist; 30
- 16.3 es sind zweite Mittel vorgesehen, mittels welcher das Sekundärschaukelrad mit der Verbindung zwischen Getriebeeingangswelle und mechanischen Getriebeteil koppelbar ist; 35
- 16.4 es sind weitere dritte Mittel vorgesehen, welche in einem zweiten Betriebszustand das Sekundärschaukelrad gegenüber den feststehenden Getriebeteilen festhält und abstützt.
17. Getriebebaueinheit nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Beschaukelung der einzelnen Schaukelräder gegenüber der von Primär- und Sekundärschaukelrad gebildeten Trennebene geneigt ausgeführt ist. 40
18. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 15 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten und/oder zweiten und/oder dritten Mittel als Lastschaltelemente ausgeführt sind. 45
19. Getriebebaueinheit nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastschaltelemente in Form von Kupplungseinrichtungen und/oder Bremseinrichtungen, umfassend wenigstens zwei aneinander anpreßbare Reibelemente, gebildet werden. 50
20. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 15 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Mittel eine zwischen Getriebeeingangswelle und mechanischen Getriebeteil vorgesehene Kupplungseinrichtung ist. 55
21. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 15 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Mittel eine Kupplungseinrichtung ist. 60
22. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 15 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Mittel wenigstens eine, dem Sekundärschaukelrad zugeordnete Bremseinrichtung umfaßt. 65
23. Getriebebaueinheit nach Anspruch 22, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:
- 23.1 die Getriebebaueinheit umfaßt ein, den hydro-

- drodynamischen und mechanischen Getriebeteil umschließendes Gehäuse;
- 23.2 die Bremseinrichtung stützt sich am Gehäuse ab.
24. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß der mechanische Getriebeteil wenigstens eine Stirnradstufe umfaßt.
25. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß der mechanische Getriebeteil wenigstens einen Planetenradsatz mit wenigstens einem Hohlrad, einem Sonnenrad, Planetenrädern und einem Steg umfaßt.
26. Getriebebaueinheit nach Anspruch 25, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 26.1 der mechanische Getriebeteil umfaßt wenigstens drei miteinander gekoppelte Planetenradsätze – einen ersten Planetenradsatz, einen zweiten Planetenradsatz und einen dritten Planetenradsatz;
- 26.2 jeweils ein erstes und jeweils ein zweites Getriebeelement des ersten und zweiten Planetenradsatzes sind miteinander drehfest verbunden;
- 26.3 das erste Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes ist zusätzlich mit einem ersten Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes drehfest verbunden;
- 26.4 ein weiteres drittes Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes ist mittels einer ersten Kupplungseinrichtung mit dem Sekundärschaukelrad koppelbar;
- 26.5 das zweite Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes ist mittels einer zweiten Kupplungseinrichtung mit dem Sekundärschaukelrad koppelbar;
- 26.6 das zweite Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes ist mittels einer ersten Bremseinrichtung feststellbar;
- 26.7 ein drittes Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes ist mittels einer zweiten Bremseinrichtung und ein drittes Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes mittels einer dritten Bremseinrichtung feststellbar;
- 26.8 das zweite Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes ist mit der Getriebeausgangswelle drehfest verbunden und mittels eines dritten Kupplungselementes mit dem dritten Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes koppelbar.
27. Getriebebaueinheit nach Anspruch 26, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 27.1 das erste Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes wird vom Sonnenrad gebildet;
- 27.2 das zweite Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes wird vom Steg gebildet;
- 27.3 das dritte Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes wird vom Hohlrad gebildet.
28. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 26 oder 27, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 28.1 das erste Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes wird vom Sonnenrad gebildet;
- 28.2 das zweite Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes wird vom Hohlrad gebildet;
- 28.3 das dritte Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes wird vom Steg gebildet.
29. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 26 bis 28, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 29.1 das erste Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes wird vom Sonnenrad gebildet;

- 29.2 das zweite Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes wird vom Steg gebildet;
 29.3 das dritte Getriebeelement des dritten Planetenradsatzes wird vom Hohlrad gebildet.
30. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 29, dadurch gekennzeichnet, daß dem hydraulischen Getriebeelement in Kraftflußrichtung ein Dämpfungselement vorgeschaltet ist.
31. Getriebebaueinheit nach Anspruch 30, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 31.1 die Dämpfungseinrichtung ist scheibenförmig ausgebildet;
 - 31.2 die Dämpfungseinrichtung umfaßt eine Vielzahl von auf einem bestimmten Durchmesser angeordneten Drehmomentstützen und dazwischen angeordneten Federeinrichtungen.
32. Getriebebaueinheit nach einem der Ansprüche 30 oder 31, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungseinrichtung in einem Bereich, der durch den äußeren Umfang des Primärschaufelrades und der Anordnung der Primärschaufelradkupplung gebildet wird, angeordnet ist.
33. Verfahren zum Betreiben einer in einen Antriebsstrang zwischen Antrieb und Abtrieb integrierten Getriebebaueinheit, umfassend einen mechanischen Getriebeteil und einen hydraulischen Getriebeteil mit wenigstens zwei Schaufelrädern – einem Primärschaufelrad und einem Sekundärschaufelrad – zur Realisierung wenigstens zweier Betriebszustände – einem ersten Betriebszustand "Fahren" und einem zweiten Betriebszustand "Bremsen",
- 33.1 wobei im ersten Betriebszustand wenigstens zwei Gangstufen realisiert werden
 - 33.1.1 eine erste Anfahrstufe, in welcher der hydraulische Getriebeteil mit dem mechanischen Getriebeteil in Reihe geschaltet wird und
 - 33.1.2 eine zweite Gangstufe, in welcher der mechanische Getriebeteil mit der Getriebeeingangswelle gekoppelt wird;
 - 33.2 bei welchem der Bremsbetrieb hydraulisch realisiert wird; gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
 - 33.3 bei welchem im ersten Betriebszustand wenigstens im Anfahrvorgang der hydrodynamische Getriebeteil als hydrodynamische Kupplung betrieben wird, indem das Primärschaufelrad mit der Getriebeeingangswelle wenigstens mittelbar drehfest gekoppelt wird und das Sekundärschaufelrad mit der Getriebeausgangswelle über dem mechanischen Getriebeteil verbunden wird;
 - 33.4 bei welchem im zweiten Betriebszustand der hydrodynamische Getriebeteil als hydrodynamischer Retarder betrieben wird, in dem eines der beiden Schaufelräder im wesentlichen im Stillstand festgehalten wird und das andere der beiden Schaufelräder von der Getriebeausgangswelle angetrieben wird.
34. Verfahren nach Anspruch 33, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 34.1 bei welchem der Arbeitsraum des hydraulischen Getriebeteils wenigstens im Verlauf einer zweiten Gangstufe des ersten Betriebszustandes vollständig entleert wird;
 - 34.2 bei welchem das Primärschaufelrad mit dem Sekundärschaufelrad wenigstens ab diesem Zeitpunkt der Entleerung des Arbeitsraumes mechanisch gekoppelt wird.

35. Verfahren nach Anspruch 34, dadurch gekennzeichnet, daß das Primärschaufelrad oder das Sekundärschaufelrad ab dem Zeitpunkt der Entleerung des Arbeitsraumes mit der Getriebeeingangswelle gekoppelt wird.
36. Verfahren nach einem der Ansprüche 33 bis 35, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:
- 36.1 die Beschaukelung von Primär- und Sekundärschaufelrad ist derart geneigt gegenüber einer zwischen Primär- und Sekundärschaufelrad gebildeten Trennebene ausgeführt, daß aufgrund der Schaufelrichtung
 - 36.1.1 bei wenigstens teilweiser Befüllung des hydraulischen Getriebeteils und Kopplung des Primärschaufelrades mit der Getriebeeingangswelle beide Schaufelräder im spießenden Betrieb betrieben werden;
 - 36.1.2 bei welchem bei Festsetzung des Primärschaufelrades und wenigstens teilweiser Befüllung des Arbeitsraumes des hydraulischen Getriebeteils das Sekundärschaufelrad mit beibehaltener Drehrichtung gegenüber der Beschaukelung des Primärschaufelrades fliehend angetrieben wird.
37. Verfahren nach einem der Ansprüche 33 bis 35, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:
- 37.1 die Beschaukelung von Primär- und Sekundärschaufelrad ist derart geneigt gegenüber einer zwischen Primär- und Sekundärschaufelrad gebildeten Trennebene ausgeführt, daß aufgrund der Schaufelrichtung
 - 37.1.1 bei wenigstens teilweiser Befüllung des hydraulischen Getriebeteils und Kopplung des Primärschaufelrades mit der Getriebeeingangswelle das Primärschaufelrad spießend gegenüber dem Sekundärschaufelrad betrieben wird;
 - 37.1.2 bei welchem bei Festsetzung des Primärschaufelrades, wenigstens teilweiser Befüllung des Arbeitsraumes und Einlegung einer Rückwärtsgangstufe das Sekundärschaufelrad gegenüber der Beschaukelung des Primärschaufelrades spießend betrieben wird.
38. Verfahren nach einem der Ansprüche 33 bis 35, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:
- 38.1 die Beschaukelung von Primär- und Sekundärschaufelrad ist derart geneigt gegenüber einer zwischen Primär- und Sekundärschaufelrad gebildeten Trennebene ausgeführt, daß aufgrund der Schaufelrichtung
 - 38.1.1 bei wenigstens teilweiser Befüllung des hydraulischen Getriebeteils und Kopplung des Primärschaufelrades mit der Getriebeeingangswelle beide Schaufelräder im spießenden Betrieb betrieben werden;
 - 38.1.2 bei welchem bei Festsetzung des Sekundärschaufelrades und wenigstens teilweiser Befüllung des Arbeitsraumes des hydraulischen Getriebeteils das Primärschaufelrad mit beibehaltener Drehrichtung gegenüber der Beschaukelung des Sekundärschaufelrades im spießenden Betrieb angetrieben wird.
39. Hydrodynamische Baueinheit zum Einbau in einem Antriebsstrang zwischen einer antreibenden Welle und einer anzutreibenden Welle
- 39.1 mit wenigstens zwei Schaufelrädern – einem Primärschaufelrad und einem Sekundärschaufel-

rad-, die miteinander wenigstens einen torusförmigen Arbeitsraum bilden;

39.2 mit einem, die beiden Schaufelräder umschließenden Gehäuse; gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

39.3 einem der ersten beiden Schaufelräder – Primärschaufelrad oder Sekundärschaufelrad – ist wenigstens ein Schaltelement zur wahlweisen Kopplung und Entkopplung an die antreibende Welle zugeordnet;

39.4 dem ersten Schaufelrad ist wenigstens eine am Gehäuse befestigbare Einrichtung zur Feststellung und Abstützung zugeordnet.

40. Hydrodynamische Baueinheit nach Anspruch 39, dadurch gekennzeichnet, daß die Beschaukelung von Primär- und Sekundärschaufelrad geneigt gegenüber einer zwischen Primär- und Sekundärschaufelrad gebildeten Trennebene verläuft.

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

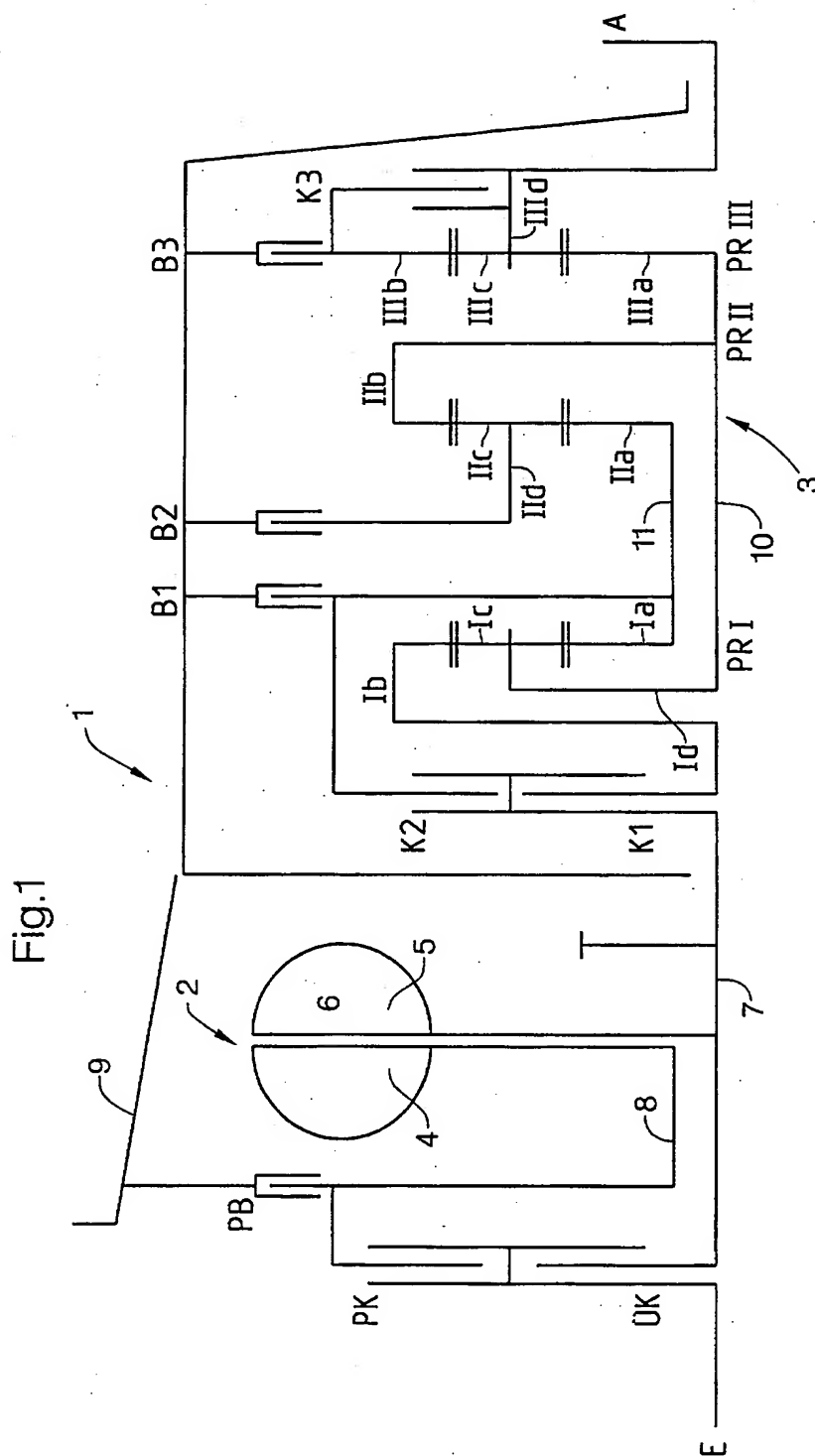


Fig.2

	K1	K2	K3	ÜK	PK	B1	B2	B3	PB
1. Gang	X				X		X	X	
2. Gang	X			(X)	X	X		X	
3. Gang	X	X		X	X			X	
4. Gang	X		X	X	X		X		
5. Gang	X		X	X	X	X			
6. Gang	X	X	X	X	X				
R-Gänge									
R 1		X			X		X	X	
R 2		X	X		X		X		
Bremsstufen									
B-Stufe 1	X		X	(X)			X		X
B-Stufe 2	X			(X)			X	X	X
ÜK Überbrückungskupplung									
PK Pumpenkupplung									
PB Pumpenbremse									

Fig.3a

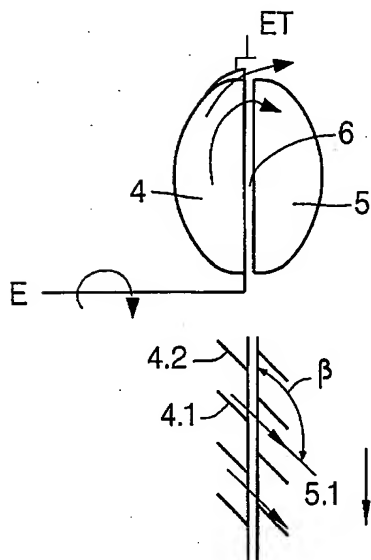


Fig.3b

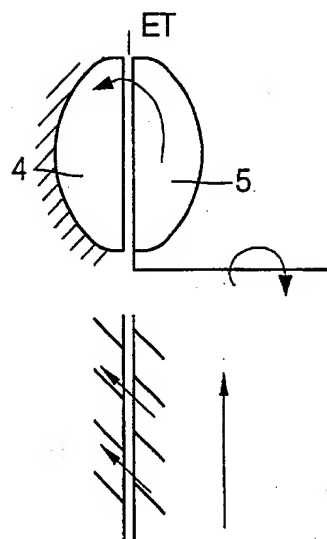


Fig.4

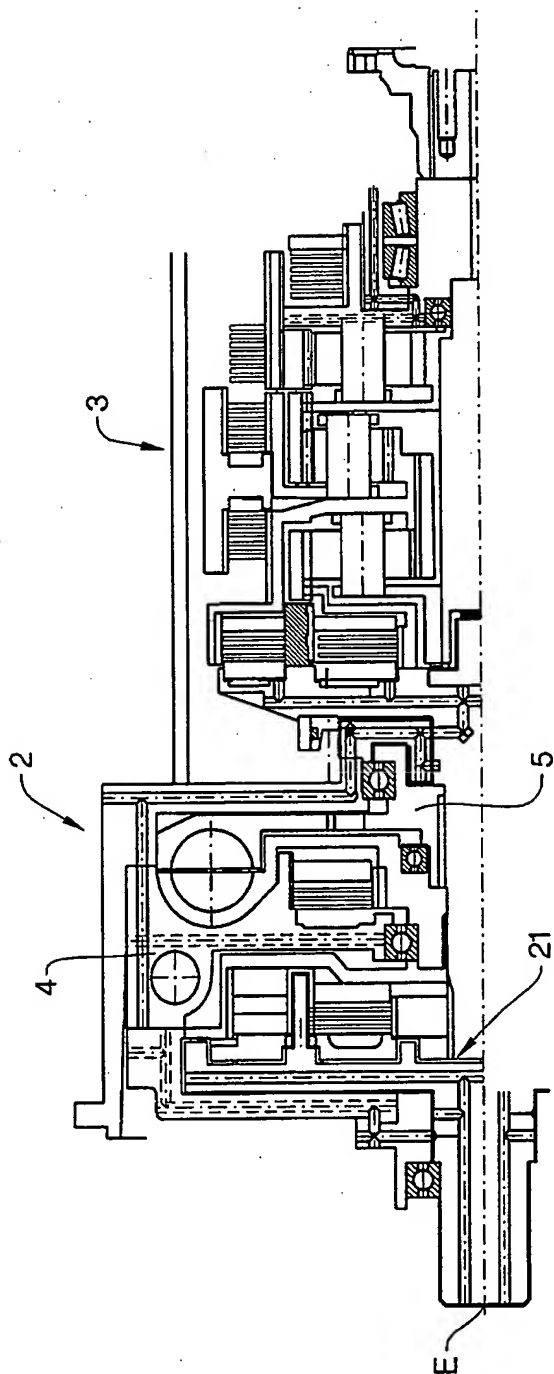


Fig.5

